

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA  
Faculté de Technologie  
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations énergétiques et turbomachines

Par :

**M. MEDJDOUB Chabane**

## Thème

---

**Simulation de l'écoulement du pétrole dans une pompe centrifuge**

---

Soutenu le .....2021 devant le jury composé de:

M. A. DJERRADA	Président
M. A. BENSLIMANE	Rapporteur
M. M. ADNANI	Examineur

**Année Universitaire 2020-2021**



République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



## Déclaration sur l'honneur

### Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n°933 du 28 juillet 2016(\*) fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Medjdoub

Prénom: Chabane

Matricule: 161633022261

Spécialité et/ou Option : Installations Energétiques et turbomachines

Département : Génie mécanique

Faculté: Technologie

Année universitaire : 2020/2021

Et chargé de préparer un mémoire de Master

Intitulé : Simulation de l'écoulement du pétrole dans une pompe centrifuge

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa

le...../...../.....

Signature de l'intéressé

(\*)Lu et approuvé

.....

---

(\*)Arrêté ministériel disponible sur le site [www.univ-bejaia.dz/formation](http://www.univ-bejaia.dz/formation) (rubrique textes règlementaires)



## Remerciements

*Ce mémoire n'a été possible que grâce à mes enseignants que je remercie énormément, qui m'ont donné le savoir dont j'aurai besoin dans ma vie professionnel ainsi que les capacités que j'utiliserai durant toute ma vie.*

*Je remercie en particulier monsieur Djerrada Abderrahmane d'avoir accepté de présider le jury de ma soutenance, qui m'a beaucoup aidé durant mon cycle universitaire et qui m'a permis de satisfaire ma curiosité dans le domaine de l'énergétique.*

*Je remercie aussi monsieur Benslimane Abdelhakim qui m'a expliqué toutes les nuances de la mécanique des fluides et avec qui j'ai pu réaliser ce mémoire avec beaucoup de d'enthousiasme et de sérieux.*

*Je tiens aussi à remercier monsieur Adnani Massinissa qui a accepté d'être jury de ma soutenance et dont la gentillesse et la sympathie sont exemplaires.*

*Sans oublier Monsieur Moussaceb Karim et Monsieur Boualem Mohamed que je remercie énormément, monsieur Boukerrou Amar et monsieur Boukerrou Mouloud qui m'ont soutenu durant les moments difficiles, monsieur Hafad Slimane et monsieur Kabyl Kamal qui ont été plus que des enseignants pour moi ainsi que monsieur Ahfir Adel dont la gentillesse mérite toute ma reconnaissance.*



## Dédicaces

*Je dédie ce mémoire à mes parents et à mon frère qui ont tous fait pour ma réussite ainsi qu'à tous ceux qui ont cru en moi et m'ont aidé dans mes études.*



# Sommaire

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces .....</b>	<b>iii</b>
<b>Sommaire .....</b>	<b>v</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>ix</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>xii</b>
<b>Nomenclature .....</b>	<b>xiii</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>3</b>
<b>Généralités sur les pompes et les turbomachines.....</b>	<b>5</b>
I.1. Introduction.....	7
I.2. Les turbomachines.....	7
I.2.1. Définition.....	7
I.2.2. Classification des turbomachines.....	7
I.2.2.1. Nature du fluide.....	7
I.2.2.2. Sens de l'échange d'énergie.....	8
I.2.2.3. Trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine.....	8
I.2.2.4. Mode de transmission de l'énergie.....	9
I.2.2.5. Degré d'injection.....	9
I.2.2.6. Nombre d'étage.....	9
I.2.3. Eléments constitutifs principaux des turbomachines.....	10
I.3. Les pompes.....	11
I.3.1. Définition .....	11
I.3.2. Classification des pompes.....	11

I.3.2.1. Les pompes volumétriques.....	12
I.3.2.2. Les pompes roto-dynamiques.....	12
I.3.3. Classification des pompes centrifuges.....	13
I.3.4. Domaine d'application des pompes centrifuge.....	14
I.4. Théorie des pompes centrifuges.....	14
I.4.1. Triangle des vitesses.....	14
I.4.2. Caractéristiques de performance des pompes centrifuge.....	16
I.4.2.1. Hauteur théorique d'Euler.....	16
I.4.2.2. Hauteur théorique pour une roue à nombre fini d'aubes.....	17
I.4.2.3. Puissance hydraulique.....	18
I.4.2.4. Les différentes pertes de la pompe centrifuge .....	18
a). Les pertes hydrauliques.....	18
b). Les pertes volumétriques.....	20
c). Les pertes mécaniques.....	21
I.4.2.3. Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	21
I.4.2.4. Le rendement globale de la pompe centrifuge.....	22
I.5. Revue bibliographique.....	23
I.6. Conclusion.....	26
<b>Notions théoriques des écoulements .....</b>	<b>29</b>
II.1. Introduction .....	31
II.2. La viscosité.....	31
II.3. Les équations de conservation.....	33
II.3.1. L'équation de continuité.....	33
II.3.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement.....	34
II.3.3. Equation de conservation de l'énergie.....	35
II.4. La turbulence.....	36
II.5. Modélisation de la turbulence.....	37
II.5.1. Notion de l'écoulement moyen.....	37
II.5.2. Décomposition de Reynolds.....	37
II.5.3. Les équations moyennées.....	38
II.5.4. Modèles de résolution.....	38
II.5.5. Le modèle $K-\epsilon$ .....	39
II.6. Conclusion.....	39

<b>Méthodologie de simulation et validation.....</b>	<b>41</b>
III.1. Introduction .....	43
III.2. Principales étapes de la simulation .....	43
III.2.1. Conception de la géométrie.....	44
III.2.2. Génération du maillage.....	46
III.2.3. Les conditions aux limites.....	47
III.2.4. Choix du modèle de turbulence.....	48
III.2.5. Résultats de simulation.....	48
III.3. Validation.....	49
III.3.1. Prétraitement de la simulation.....	49
III.3.2. Solveur de la simulation.....	50
III.3.3. Post-traitement de la simulation.....	50
III.4. Conclusion.....	53
<b>Simulation du pétrole dans une pompe centrifuge.....</b>	<b>55</b>
IV.1. Introduction .....	57
IV.2. Prétraitement .....	57
IV.2.1. Géométrie de la simulation.....	57
IV.2.2. Maillage de la simulation.....	59
IV.3. Solveur.....	<b>Error!</b>
	<b>Bookmark not defined.0</b>
IV.4. Résultats et discussion.....	61
IV.4.1. Distribution de pression dans la roue .....	61
IV.4.2. Distribution de vitesse dans la roue.....	63
IV.4.3. Distribution de pression dans la volute.....	64
IV.4.4. Distribution de vitesse dans la volute.....	64
IV.4.5. Ligne de courant dans la volute.....	64
IV.4.6. Les différentes courbes caractéristiques.....	66
IV.5. Conclusion .....	<b>Error! Bookmark not defined.8</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>69</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>73</b>

**Annexe.....79**

**Résumé/ Abstract/ تلخيص .....83**

# Liste des figures

<b>Figure I.1</b> : Roue motrice axiale [2].....	8
<b>Figure I.2</b> : Roue motrice radiale [2].....	8
<b>Figure I.3</b> : Roue motrice hélicoïdale [2].....	9
<b>Figure I.4</b> : éléments constitutifs d'une pompe centrifuge [4].....	10
<b>Figure I.5</b> : Classification des pompes [5].....	11
<b>Figure I.6</b> : Représentation d'un compresseur à palette [7].....	12
<b>Figure I.7</b> : Les différents types des pompes roto-dynamiques [5].....	13
<b>Figure I.8</b> : Classification selon l'enveloppe externe de la roue [11].....	13
<b>Figure I.9</b> : Pompe centrifuge à double ouïe d'aspiration [7].....	14
<b>Figure I.10</b> : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.....	15
<b>Figure I.11</b> : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue pour un écoulement radial.....	16
<b>Figure I.12</b> : Hauteurs théoriques d'Euler en fonction du débit volumique.....	17
<b>Figure I.13</b> : Les deux hauteurs théoriques $H_{thz}$ et $H_{th\infty}$ en fonction du débit volumique....	18
<b>Figure I.14</b> : Les pertes par frottement en fonction du débit volumique et le nombre d'aubes.....	19
<b>Figure I.15</b> : Les pertes par choc en fonction du débit volumique.....	20
<b>Figure I.16</b> : Les différentes pertes hydrauliques en fonction du débit volumique.....	20
<b>Figure I.17</b> : Représentation des deux hauteurs théoriques, des pertes hydraulique et de la hauteur réelle en fonction du débit volumique.....	22
<b>Figure II.1</b> : Représentation du comportement rhéologique de certains fluides.....	33
<b>Figure II.2</b> : Représentation de la création de la turbulence dans la couche limite d'un écoulement. [22].....	36
<b>Figure II.3</b> : Description d'un écoulement turbulent.....	38
<b>Figure III.1</b> : Organigramme des étapes de la simulation.....	44
<b>Figure III.2</b> : Conception de la géométrie de la roue et de la volute.....	44
<b>Figure III.3</b> : Conception 3D de roue.....	45
<b>Figure III.4</b> : Vue aube à aube.....	45
<b>Figure III.5</b> : Conception 3D de la volute.....	45

<b>Figure III.6 :</b> Représentation d'un maillage sur la roue d'une pompe centrifuge.....	46
<b>Figure III.7 :</b> Représentation d'un maillage non structuré d'une volute.....	47
<b>Figure III.8 :</b> Exemple de convergence des résultats d'une simulation.....	48
<b>Figure III.9 :</b> Répartition de la pression statique autour de la pale dans nos résultats de simulation.....	51
<b>Figure III.10 :</b> Répartition de la pression statique autour de la pale dans les résultats de l'article de référence.....	51
<b>Figure III.11 :</b> Répartition de la vitesse autour de la pale dans nos résultats de simulation...51	51
<b>Figure III.12 :</b> Répartition de la vitesse autour de la pale dans les résultats de l'article de référence.....	51
<b>Figure III.13 :</b> Répartition de la pression statique sous une vue méridienne du canal dans nos résultats de simulation.....	52
<b>Figure III.14 :</b> Répartition de la pression statique sous une vue méridienne du canal dans les résultats de l'article de référence.....	52
<b>Figure III.15 :</b> Répartition de la vitesse sous une vue méridienne du canal dans nos résultats de simulation.....	52
<b>Figure III.16 :</b> Répartition de la vitesse sous une vue méridienne du canal dans les résultats de l'article de référence.....	52
<b>Figure IV.1:</b> Vue méridienne et vue de face de la roue.....	57
<b>Figure IV.2 :</b> Conception 2D de la géométrie.....	59
<b>Figure IV.3 :</b> Conception 3D de la roue .....	59
<b>Figure IV.4 :</b> Conception 3D de la volute .....	59
<b>Figure IV.5 :</b> le maillage non structuré qui a été choisis pour la volute.....	60
<b>Figure IV.6 :</b> Représentation de la convergence du calcul lié aux simulations.....	61
<b>Figure IV.7 :</b> Répartition de la pression totale aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....	61
<b>Figure IV.8 :</b> Répartition de la pression statique aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....	62
<b>Figure IV.9 :</b> Répartition de la pression totale en canal méridien : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....	62
<b>Figure IV.10 :</b> Évolution la pression totale dans la roue : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole .....	62
<b>Figure IV.11 :</b> Répartition de la vitesse aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....	63

**Figure IV.12** : Répartition de la vitesse méridienne: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....64

**Figure IV.13** : Répartition de la pression totale dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....65

**Figure IV.14** : Répartition de la vitesse dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole .....65

**Figure IV.15** : Ligne de courant dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole.....65

**Figure IV.16** : Représentation des hauteurs en fonction du débit : Courbe expérimentale, courbes numériques obtenues pour l'eau et le pétrole.....67

**Figure IV.17** : Représentation des rendements en fonction du débit : Courbes numériques obtenues pour l'eau et le pétrole.....68

**Annexe** : Courbe caractéristique expérimentale [25].....81

## Liste des tableaux

<b>Tableau III.1</b> : valeurs des différents paramètres de la roue.....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
<b>Tableau III.2</b> : valeurs des différents paramètres de la volute.....	49
<b>Tableau III.3</b> : nombre total d'éléments et de nœuds dans notre simulation.....	50
<b>Tableau IV.1</b> : Valeurs des paramètres de la volute.....	58
<b>Tableau IV.2</b> : Valeurs des paramètres de la roue.....	58
<b>Tableau IV.3</b> : Nombre d'éléments et de nœuds dans la roue et la volute.....	60
<b>Tableau IV.4</b> : Valeurs des pressions dans la roue dans le cas de l'eau et du pétrole.....	66
<b>Tableau IV.5</b> : Valeurs des vitesses dans la roue dans le cas de l'eau et du pétrole.....	66

# Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
$\vec{C}$	: vitesse absolue de la particule	$m.s^{-1}$
$\vec{U}$	: vitesse d'entraînement	$m.s^{-1}$
$\vec{W}$	: vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine	$m.s^{-1}$
$\vec{r}$	: distance séparant la particule de l'axe de rotation.	m
$\vec{C}_r$	: composante radiale de la vitesse absolue	$m.s^{-1}$
$\vec{C}_u$	: composante périphérique de la vitesse absolue	$m.s^{-1}$
$\vec{C}_1$	: vitesse absolue de la particule à l'entrée de la roue	$m.s^{-1}$
$\vec{U}_1$	: vitesse d'entraînement à l'entrée de la roue	$m.s^{-1}$
$\vec{C}_2$	: vitesse absolue de la particule à la sortie de la roue	$m.s^{-1}$
$\vec{U}_2$	: vitesse d'entraînement à la sortie de la roue	$m.s^{-1}$
$\vec{W}_1$	: vitesse relative à l'entrée de la roue	$m.s^{-1}$
$\vec{W}_2$	: vitesse relative à la sortie de la roue	$m.s^{-1}$
$H_{th\infty}$	: hauteur théorique à nombre d'aubage infini	m
$g$	: accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
$C_{r1}$	: composante radiale de la vitesse absolue à l'entrée	$m.s^{-1}$
$C_1$	: vitesse absolue de la particule à l'entrée de la roue	$m.s^{-1}$
$C_{u1}$	: composante périphérique de la vitesse absolue à l'entrée	$m.s^{-1}$
$q_v$	: débit volumique	$m^3.s^{-1}$
$C_{u_{2z}}$	: composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie pour un nombre d'aubage fini	$m.s^{-1}$
$C_{u_{2\infty}}$	: composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie Pour un nombre d'aubage infini	$m.s^{-1}$
$H_{thz}$	: hauteur théorique à nombre d'aubage fini	m

<b>Z</b>	: nombre d'aubage	-
<b>q<sub>m</sub></b>	: débit massique	kg.s <sup>-1</sup>
<b>W'</b>	: travail massique	J.kg <sup>-1</sup>
<b>P<sub>hyd</sub></b>	: puissance hydraulique	W
<b>L</b>	: longueur du canal	m
<b>D</b>	: diamètre du canal	m
<b>U<sub>m</sub></b>	: vitesse moyenne des particules	m.s <sup>-1</sup>
<b>ΔH<sub>frott</sub></b>	: pertes de charge linéaire	m
<b>K<sub>frott</sub></b>	: constante des pertes de charge linéaire liée au débit	s <sup>2</sup> .m <sup>-5</sup>
<b>W<sub>1</sub></b>	: vitesse relative à l'entrée de la roue	m.s <sup>-1</sup>
<b>ΔH<sub>choc</sub></b>	: pertes par désadaptation	m
<b>q<sub>va</sub></b>	: débit d'adaptation	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
<b>K<sub>choc</sub></b>	: constante des pertes par choc liée au débit	s <sup>2</sup> .m <sup>-5</sup>
<b>ΔH<sub>tot</sub></b>	: pertes hydrauliques totales	m
<b>q<sub>vfuit</sub></b>	: débit des fuites	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
<b>p<sub>a</sub></b>	: puissance disponible à l'arbre	W
<b>p<sub>m</sub></b>	: puissance mécanique perdue	W
<b>p<sub>f</sub></b>	: puissance du fluide en mouvement	W
<b>k</b>	: consistance du fluide	Pa.s <sup>n</sup>
<b>n̄</b>	: indice de fluidité	-
<b>τ<sub>0</sub></b>	: contrainte seuil	Pa
<b>η<sub>pl</sub></b>	: viscosité plastique	Pa.s
<b>p</b>	: pression	Pa
<b>t</b>	: temps	S
<b>ρ</b>	: masse volumique	Kg.m <sup>-3</sup>
<b>Cu</b>	: vitesse périphérique de la vitesse absolue	m.s <sup>-1</sup>
<b>Ca</b>	: vitesse axiale de la vitesse absolue	m.s <sup>-1</sup>
<b>θ</b>	: coordonné angulaire	rad
<b>z</b>	: coordonné axiale	m
<b>r</b>	: coordonné radiale	m

<b>Wr</b>	: composante radiale de la vitesse relative	$m.s^{-1}$
<b>Wu</b>	: composante périphérique de la vitesse relative	$m.s^{-1}$
<b>Wa</b>	: composante axiale de la vitesse relative	$m.s^{-1}$
$\vec{F}_{ext}$	: force extérieur	N
<b>m</b>	: masse	Kg
$\vec{a}$	: accélération	$m.s^{-2}$
<b>g<sub>r</sub></b>	: composante radiale de l'accélération de l'apesanteur	$m.s^{-2}$
<b>g<sub>θ</sub></b>	: composante périphérique de l'accélération de l'apesanteur	$m.s^{-2}$
<b>g<sub>z</sub></b>	: composante axiale de l'accélération de l'apesanteur	$m.s^{-2}$
<b>T</b>	: température	k
<b>h</b>	: enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
<b>x</b>	: variable de l'écoulement	-
$\bar{x}$	: valeur moyenne temporelle de la variable de l'écoulement	-
<b>x'</b>	: valeur fluctuante de la variable de l'écoulement	-
$\bar{v}$	: valeur moyenne temporelle de la composante vitesse de l'axe Y	$m.s^{-1}$
<b>v'</b>	: valeur fluctuante de la composante vitesse de l'axe Y	$m.s^{-1}$
$\bar{u}$	: valeur moyenne temporelle de la composante vitesse de l'axe X	$m.s^{-1}$
<b>u'</b>	: valeur fluctuante de la composante vitesse de l'axe X	$m.s^{-1}$
<b>w</b>	: composante vitesse de l'axe Z	$m.s^{-1}$
<b>w'</b>	: valeur fluctuante de la composante vitesse de l'axe Z	$m.s^{-1}$
$\bar{w}$	: valeur moyenne temporelle de la composante vitesse de l'axe Z	$m.s^{-1}$
<b>p'</b>	: valeur fluctuante de la pression	Pa
$\bar{p}$	: valeur moyenne temporelle de la pression	Pa
<b>K</b>	: l'énergie de turbulence	$s^{-1}$
<b>C<sub>μ</sub></b>	: constante empirique liée à la viscosité turbulente	$m^4$

## Symboles grecs

$\varepsilon$	: taux de dissipation de l'énergie de turbulence	$m^2.s^{-1}$
$\omega$	: fréquence liée à la turbulence	$m^2$
$\delta_{ij}$	: symbole de Kronecker	-
$\mu_t$	: viscosité turbulente	Pa.s
$\lambda$	: conductivité du matériau	$W.k^{-1}.m^{-1}$
$\phi$	: fonction de dissipation de l'énergie	$W.m^{-3}$
$\theta$	: coordonné angulaire	rad
$\rho$	: masse volumique	$Kg.m^{-3}$
$\eta_{pl}$	: viscosité plastique	Pa.s
$\tau_0$	: contrainte seuil	Pa
$\tau_{ij}$	: contrainte visqueuse	Pa
$\mu_s$	: viscosité dynamique	Pa.s
$\dot{\gamma}$	: taux de cisaillement	$s^{-1}$
$\tau$	: contrainte	Pa
$\eta_v$	: rendement volumétrique	-
$\eta_m$	: rendement mécanique	-
$\eta_h$	: rendement hydraulique	-
$\eta_g$	: rendement globale	-
$\lambda$	: constante des pertes de charges linéaire	-
$\mu$	: facteur de glissement	-
$\beta_2$	: angle des vitesses de sortie de la roue	rad
$\beta_1$	: angle des vitesses d'entrée de la roue	rad
$\alpha_2$	: angle des vitesses absolues à la sortie de la roue	rad
$\alpha_1$	: angle des vitesses absolues à l'entrée de la roue	rad
$\omega$	: vitesse angulaire de rotation	$rad.s^{-1}$

**Abréviations**

---

CFD	: Computational fluid dynamics
NPSH	: Net positive suction head
2D	: Bidimensionnel
3D	: Tridimensionnel
SST	: Shear stress tensor
R1	: représentation de la roue dans le logiciel de simulation
S1	: représentation de la volute dans le logiciel de simulation

---



# **Introduction générale**



## Introduction générale

Les turbomachines dont les pompes centrifuges sont des machines omniprésentes dans l'industrie, elles aident à transporter les fluides sur de longues distances et sur de grandes hauteurs afin de faciliter la tâche de l'homme qui aurait beaucoup de difficultés à les transporter seul. Nous les trouvons dans le domaine des hydrocarbures, de l'industrie alimentaire, de l'hydraulique, dans la production de l'énergie telle que les centrales électriques et même en automatisme pneumatique, sans elles l'homme n'aurait sûrement pas atteint la modernité actuelle.

Dans ce mémoire nous parleront essentiellement des pompes centrifuges et de leurs utilisations dans le pompage de fluides plus ou moins visqueux (pétrole/eau). L'analyse basée sur les résultats de simulations numériques permettrade déduire l'effet de la viscosité sur les performances des pompes, en comparant les champs de pression et de vitesse ainsi que les courbes caractéristiques des différentes pompes simulées numériquement.

Ce présent mémoire est articulés autour de quatre chapitres, dont le premier nous permettra d'aborder le sujet étudié en donnant les différentes définitions requises ainsi que les différentes classifications des pompes puis en expliquant certaines équations et certaines notions utilisées en théorie des turbomachines.

Dans le deuxième chapitre nous aborderont les écoulements des fluides, qui nous permettront de mettre en place les équations gouvernantes des écoulements internes.

Puis, dans le troisième chapitre, nous présenterons les principales étapes d'une simulation et nous validerons notre démarche de simulation en comparant nos résultats à ceux d'un article de référence.

À la fin, le quatrième chapitre sera dédié à la simulation dont les résultats obtenus en utilisant la viscosité de l'eau puis celle du pétrole, nous permettront de comprendre l'effet de cette dernière sur les performances de la pompe ainsi que sur les champs de pression et de vitesse.



**Chapitre I :**  
**Généralités sur les pompes et**  
**les turbomachines**



# Généralités sur les pompes et les turbomachines

## I.1. Introduction

Les pompes et les turbomachines sont très prisées dans le monde de l'industrie, elles sont étudiées en utilisant la simulation numérique ou l'expérimentation afin d'améliorer leurs performances pour de meilleures utilisations.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les pompes et les turbomachines, en donnant les notions de base et la théorie qui y est utilisée, nous expliquerons leurs principes de fonctionnement en se basant plus sur les pompes centrifuges et nous terminerons par le résumé de certains articles scientifiques qui donneront une vue sur les avancées scientifiques liés au domaine des turbomachines.

## I.2. Les turbomachines

### I.2.1. Définition

Les turbomachines regroupent les machines tournantes qui sont utilisées pour transformer l'énergie liée aux fluides avec lesquelles elles travaillent, que ça soit en transformant l'énergie mécanique du rotor qui est animé d'une vitesse de rotation autour d'un axe, en énergie cinétique et potentielle permettant l'écoulement des fluides, ou bien le contraire qui est de transformer l'énergie cinétique et potentielle des fluides en énergie mécanique permettant la rotation d'un rotor autour d'un axe [1].

### I.2.2. Classification des turbomachines

La grande variété des turbomachines pousse à les classer suivant des critères qui sont énoncés dans ce qui suit [2] :

#### I.2.2.1. Nature du fluide

On distingue [2] :

- Les machines à fluide incompressible, telles que les pompes et les turbines hydrauliques.
- Les machines à fluide compressible, tels que les compresseurs, les turbines à vapeur et à gaz ainsi que les éoliennes.

### I.2.2.2.Sens de l'échange d'énergie

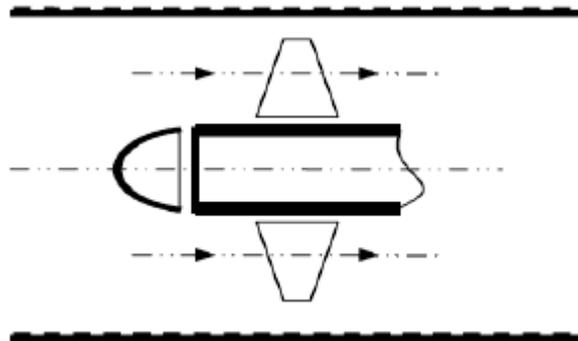
On distingue [2]:

- Les machines génératrices : lorsqu'elles transmettent l'énergie au fluide, tel que les compresseurs.
- Les machines réceptrices : lorsqu'elles reçoivent l'énergie du fluide, telle que les turbines.

### I.2.2.3.Trajet du fluide par rapport à l'axe de la machine

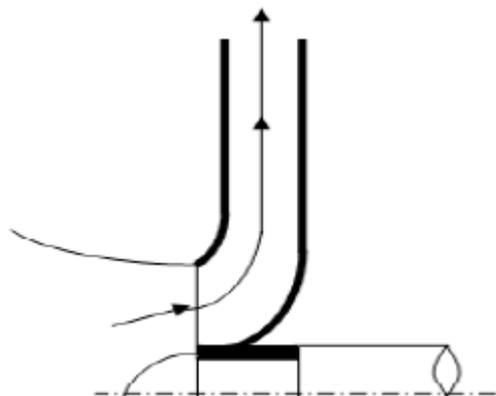
On distingue [2]:

- Les machines axiales (Figure I.1): dont les courants qui les traversent, sont parallèles à leurs axes, tels que les hélices marines et aériens, les turbines, les compresseurs axiaux des turboréacteurs et les turbines hydrauliques de type Kaplan.



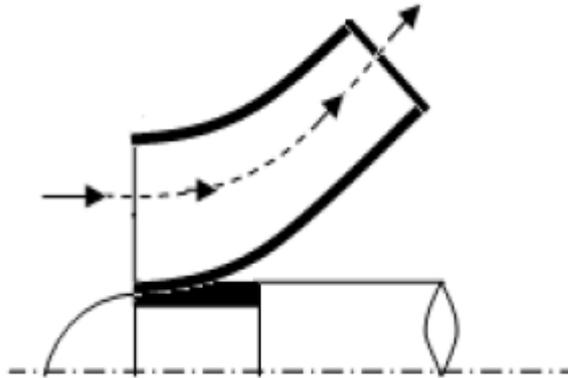
**Figure II.1** : Roue motrice axiale [2].

- Les machines radiales (Figure I.2): aussi appelées machines centrifuges ou centripètes, sont des machines qui sont traversés par des courants suivant des trajectoires perpendiculaires à leurs axes.



**Figure I.2** :Roue motrice radiale [2].

- Les machines hélico-centrifuges (Figure I.3): dont les courants qui les traversent, possèdent les composantes radiales et axiales, telles que les turbines hydrauliques de type Francis.



**Figure I.3 :** Roue motrice hélicoïdale [2].

#### **I.2.2.4.Mode de transmission de l'énergie**

On distingue [2]:

- Les machines à action : dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor.
- Les machines à réaction : dans lesquelles la pression change à travers le rotor.

#### **I.2.2.5.Degré d'injection**

On distingue [2]:

- Les machines à injection totale : dans lesquelles le rotor est traversé par le fluide sur la totalité de sa surface.
- Les machines à injection partielle : dans lesquelles le rotor est traversé par le fluide sur une partie restreinte de sa surface.

#### **I.2.2.6.Nombre d'étage**

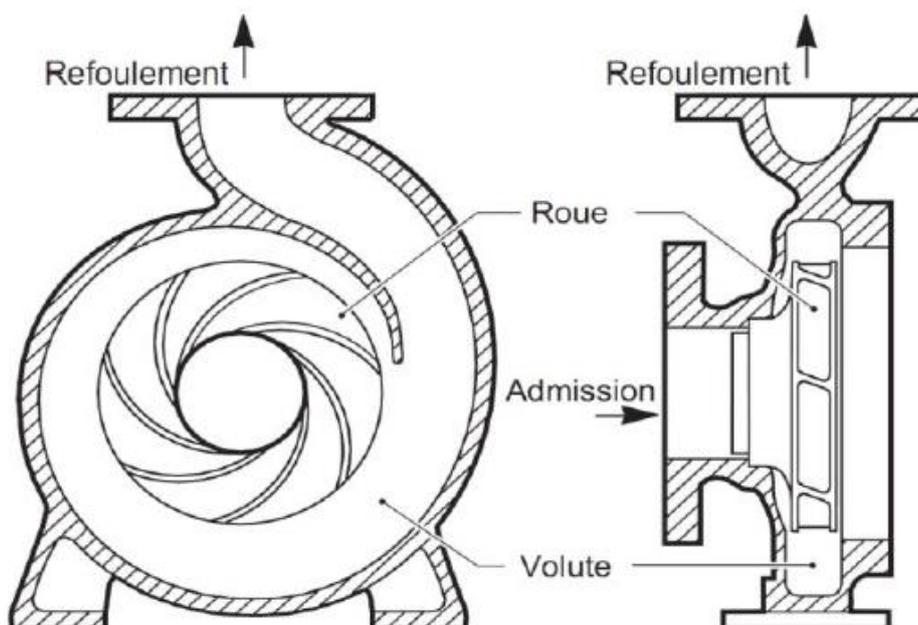
Les nombre d'étage est lié au nombre de rotor que possède une turbomachine, si par exemple elle possède un seul rotor, on dit qu'elle est monocellulaire ou qu'elle est à simple étage, sinon si le nombre de rotor est supérieur à un, elle est appelé turbomachine multicellulaire ou à plusieurs étages [2].

### I.2.3.Éléments constitutifs principaux des turbomachines

Une turbomachine se compose principalement des trois organes suivant (Figure I.4):

- Un distributeur : dont le rôle est d'acheminer le fluide en lui donnant une vitesse appropriée de l'entrée de la machine vers la section d'entrée du rotor. Il peut contenir des aubes statiques et orientables qui règlent le débit volumique du fluide, comme il peut en être dépourvu, dans ce cas il est appelé distributeur à simple canalisation.
- Un rotor : dont le rôle est d'échanger l'énergie avec le fluide, soit en communiquant avec celui-ci l'énergie mécanique en utilisant un mouvement rotatif par l'intermédiaire d'ailettes, dans le cas d'une pompe centrifuge, soit le contraire qui est de transmettre l'énergie du fluide au rotor puis à l'arbre dont il est relié, dans le cas d'une turbine.
- Un diffuseur : qui est aussi appelé volute, dont le rôle est d'acheminer le fluide vers la sortie de la turbomachine tout en lui donnant une vitesse appropriée [3].

Dans certains cas le distributeur et le diffuseur sont supprimés ou réduit à de simples canalisations car ils ne sont pas aussi importants que le rotor qui représente un organe indispensable dans les turbomachines. Les éoliennes illustrent bien ce cas où le diffuseur et le distributeur y sont absents, bien que d'autres turbomachines puissent aussi ne pas les posséder comme dans le cas des machines multicellulaires



**Figure I.4 :** Eléments constitutifs d'une pompe centrifuge [4].

### I.3. Les pompes

#### I.3.1. Définition

Les pompes sont des machines qui contiennent un dispositif mécanique permettant de communiquer de l'énergie à un fluide, soit principalement de l'énergie potentielle en augmentant sa pression, soit plus d'énergie cinétique en augmentant sa vitesse et son débit[20].

#### I.3.2. Classification des pompes

Les pompes tout comme les compresseurs, peuvent être classées selon deux grandes familles, soit dans les pompes volumétriques, soit dans les pompes roto-dynamiques, le schéma suivant (Figure I.5) illustre cette répartition :

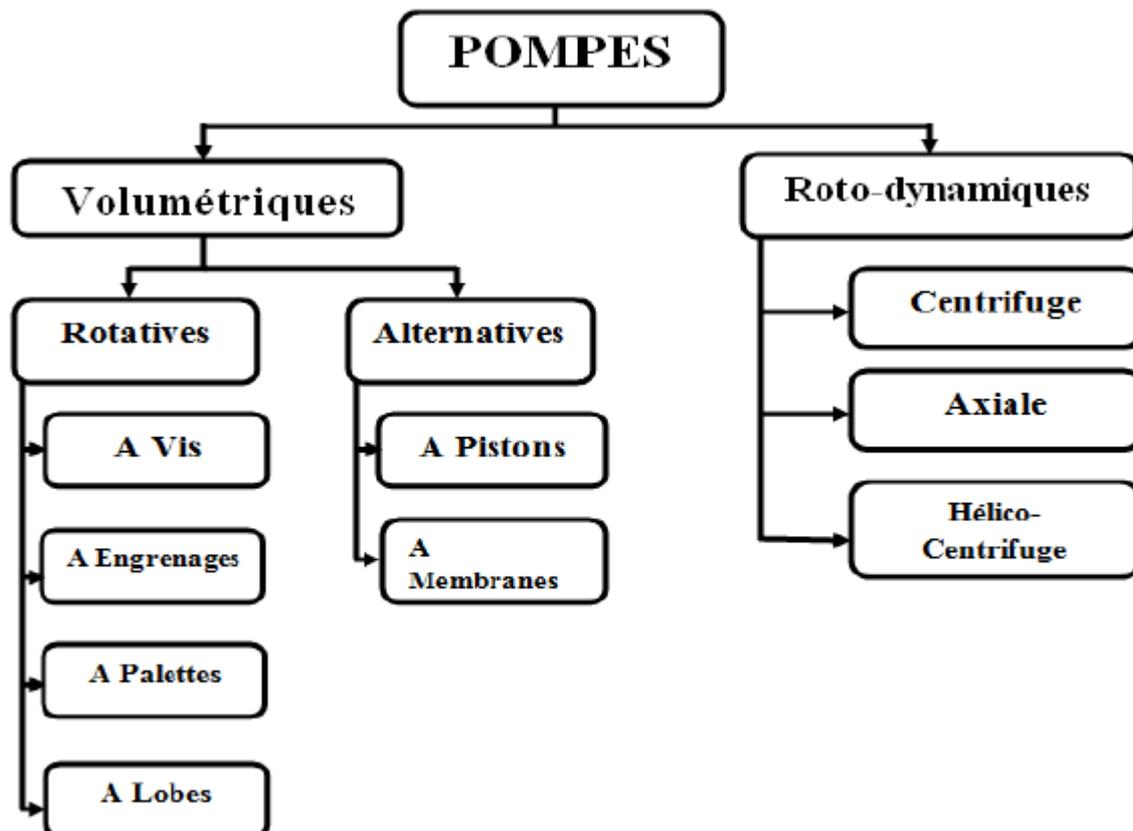


Figure I.5 : Classification des pompes [5].

### I.3.2.1. Les pompes volumétriques

Ces pompes agissent sur des fluides en changeant leurs volumes à l'intérieur des cavités les contenant et permettent ainsi leurs mouvements, elles se divisent en pompes alternatifs et rotatifs dont les fonctionnements sont légèrement différents.

Les pompes alternatives comme leur nom l'indiquent, possèdent un mouvement alternatif qui est réalisé par l'intermédiaire d'un mécanisme bielle-manivelle afin de donner de grandes pressions. L'inconvénient dans ce type de pompe est que le débit du fluide est faible par rapport au débit délivré par les pompes roto-dynamiques. Les pompes à piston ou à membrane appartiennent à ce type de pompe et on les retrouve par exemple dans le système d'injection des voitures où ils jouent le rôle de pompe à injection.

Les pompe rotatifs possèdent un mécanisme dont le mouvement rotatif crée une aspiration et un refoulement du fluide tout en influant sur son volume afin d'augmenter sa pression, dans cette catégorie de pompes on retrouve les pompe à vis, à palette, à engrenage et à lobes [6].

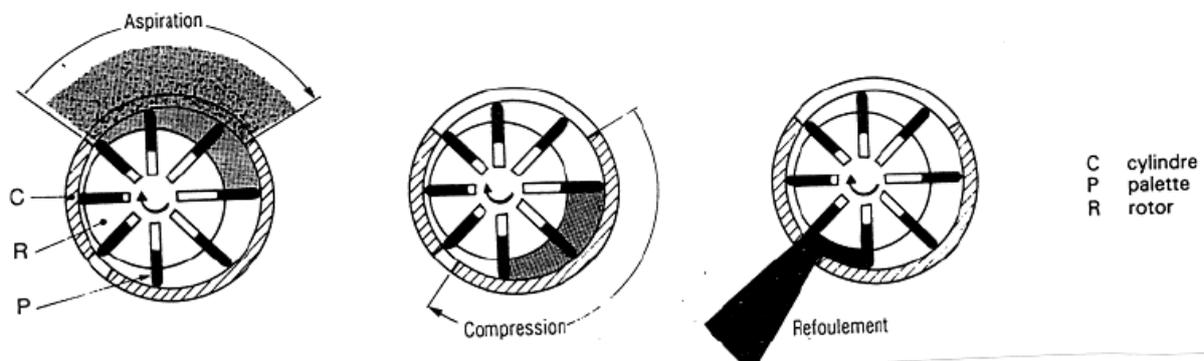
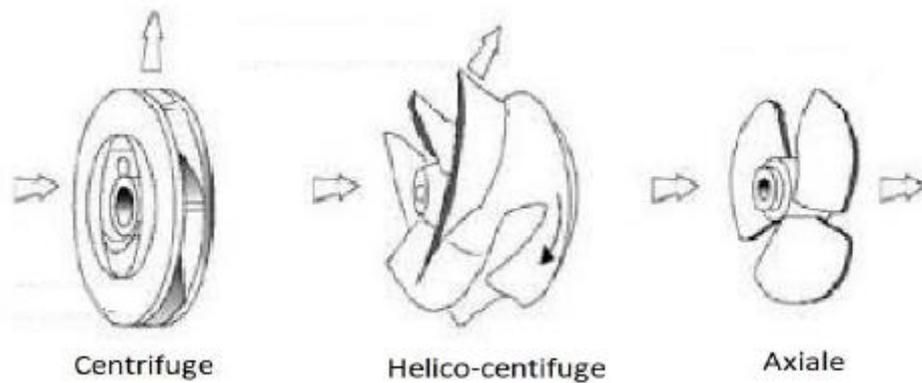


Figure I.6 : Représentation d'un compresseur à palette [7].

### I.3.2.2. Les pompes roto-dynamiques

Les pompes roto-dynamiques sont des turbomachines qui transforment l'énergie mécanique du rotor en énergie potentielle et cinétique qui permettent d'augmenter la pression et le débit du fluide.

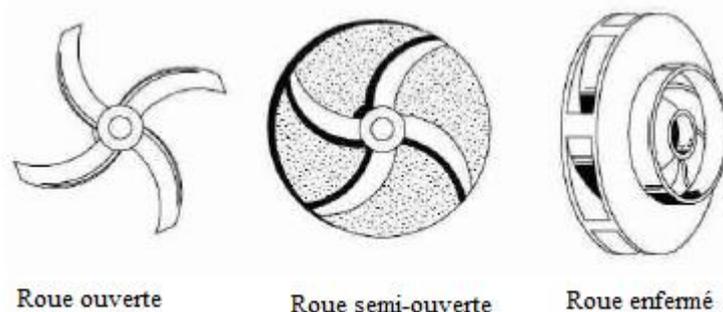
Il en existe trois types, dont les pompes centrifuges, les pompes axiales et les pompes hélico-centrifuges (Figure I.7) [2].



**Figure I.7 :** Les différents types des pompes roto-dynamiques [5].

### I.3.3. Classification des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges qui appartiennent au type de pompe roto-dynamique, peuvent elles aussi être classées selon plusieurs critères, l'un des principaux est le critère qui reflète l'utilisation d'enveloppe externe qui couvre la roue de la pompe centrifuge, on en dénombre trois types, dont les pompes ayant des roues enfermées, les pompes ayant des roues semi-ouvertes et les pompes ayant des roues ouvertes, la figure I.8 illustre bien ce critère [11].

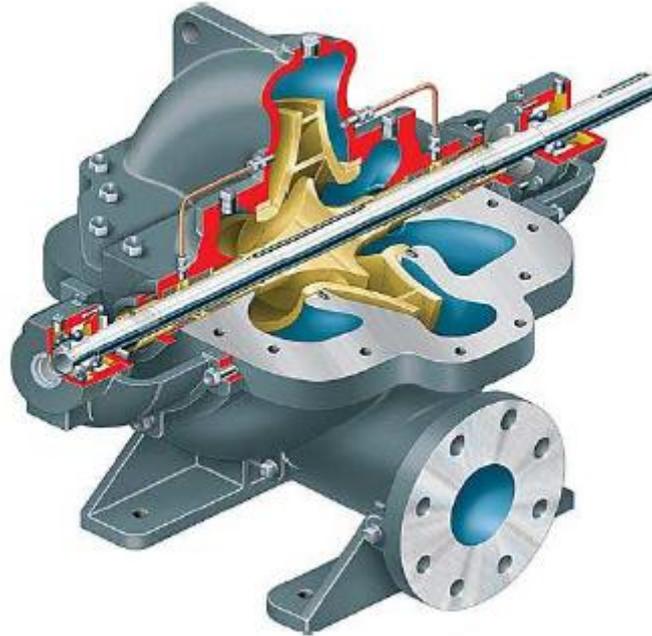


**Figure I.8 :** Classification selon l'enveloppe externe de la roue [11].

D'autres critères de classification des pompes centrifuges existent, il y en a qui se base sur le nombre de roues ou d'étages de la pompe, certains se réfèrent à la disposition de l'axe de l'arbre qui englobent les pompes horizontales et verticales, d'autres sur la forme de roue qui peut être de forme simple ou à double aspiration et d'autres se basent sur la position de la tubulaire d'entrée qui peut être positionné axialement ou latéralement[8].

Toutes ces pompes classées selon plusieurs critères ont en commun la caractéristique de délivrer plus de pression et moins de débit que les pompes axiales et hélico-centrifuges, et

cela à cause de leurs appartenance aux pompes centrifuges qui sont utilisées pour combattre les pertes de charges et transporter les fluides sur de grande hauteur [8].



**Figure I.9 :** Pompe centrifuge à double ouïe d'aspiration [7].

### I.3.4. Domaine d'application des pompes centrifuge

Les pompes centrifuges sont utilisées dans des domaines variés, en voici quelques-uns :

- L'hydro-électricité (barrage).
- L'agriculture (irrigation des surfaces cultivées).
- L'alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- L'industrie hydrocarbure (production et traitement du pétrole).
- Le transport des hydrocarbures liquides [10].

## I.4. Théorie des pompes centrifuges

### I.4.1. Triangle des vitesses

Afin d'analyser l'écoulement dans le rotor d'une pompe centrifuge, il est utile d'exprimer la règle de mécanique de composition vectorielle des mouvements et qui s'exprime ainsi :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{I.1})$$

$\vec{U}$  représente la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, et comme il s'agit d'un mouvement de rotation, cette vitesse peut s'exprimer comme suit :

$$\vec{U} = \omega \times \vec{r} \quad (\text{I.2})$$

$\omega$  représente la vitesse angulaire de rotation, et  $\vec{r}$  représente la distance séparant la particule de l'axe de rotation.

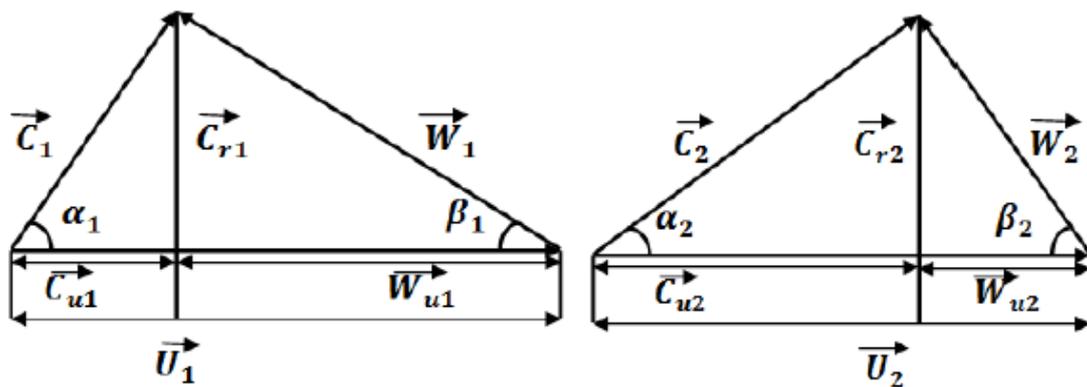
$\vec{C}$  représente la vitesse absolue de la particule et qui est lié aux parties fixes de la machine telle que le distributeur et le diffuseur.

$\vec{W}$  représente la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine tel que la roue.

Afin de procéder aux calculs, nous décomposons la vitesse absolue de l'écoulement  $\vec{C}$  en composante radiale  $\vec{C}_r$ , aussi appelé composante méridienne, et en composante périphérique  $\vec{C}_u$  [9].

Comme l'écoulement est à symétrie de révolution, cette décomposition de la vitesse absolue en vitesse radiale et en vitesse périphérique nous permettra de faciliter les calculs, car les particules se déplacent en mouvement circulaire autour de l'axe de rotation, dans des plans perpendiculaires à ce dernier [2].

Les vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue peuvent être représentées par les triangles des vitesses suivants :



(a). Entrée de la roue.

(b). Sortie de la roue.

**Figure I.10** : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.

Les vecteurs  $\vec{C}_1$  et  $\vec{U}_1$  forment l'angle  $\alpha_1$ , tandis que les vecteurs  $\vec{C}_2$  et  $\vec{U}_2$  forment l'angle  $\alpha_2$ , ces deux angles sont appelés angles des vitesses absolues.

Les vecteurs  $\vec{W}_1$  et  $-\vec{U}_1$  forment l'angle  $\beta_1$ , tandis que les vecteurs  $\vec{W}_2$  et  $-\vec{U}_2$  forment l'angle  $\beta_2$ , ces deux derniers angles sont appelés angles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue [9].

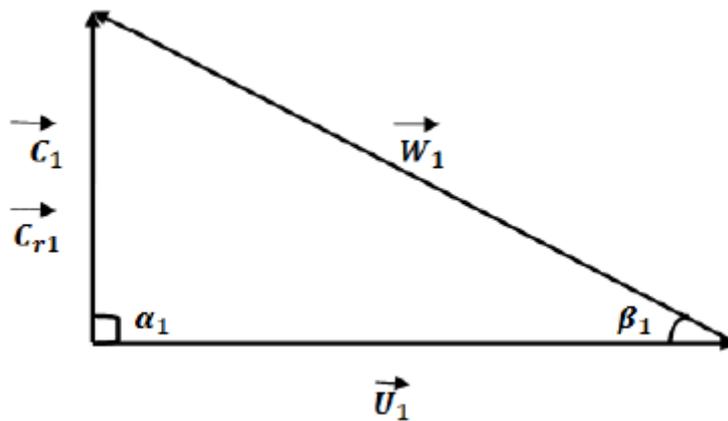
## I.4.2. Caractéristiques de performance des pompes centrifuge

### I.4.2.1. Hauteur théorique d'Euler

Selon Euler, la hauteur théorique d'une pompe utilisant un fluide parfait et possédant une infinité d'aubage est la suivante:

$$\mathbf{H_{thoo}} = \frac{\mathbf{U_2 C u_2 - U_1 C u_1}}{\mathbf{g}} \quad (\text{I.3})$$

Avant l'entrée de la roue, en modifiant la trajectoire du fluide, on peut admettre que l'entrée est radiale, ce qui fait que  $\mathbf{C_1 = C r_1}$ , que  $\alpha_1 = 90^\circ$  et que  $\mathbf{C u_1 = 0}$  [19].



**Figure I.11:** Triangle des vitesses à l'entrée de la roue pour un écoulement radial.

L'expression de la hauteur d'Euler devient dans ce cas-là :

$$\mathbf{H_{thoo}} = \frac{\mathbf{U_2 C u_2}}{\mathbf{g}} \quad (\text{I.4})$$

Après développement de cette dernière expression, on aboutit à une hauteur théorique d'Euler pouvant être exprimée par le débit volumique  $\mathbf{q_v}$  et l'angle de sortie de la roue  $\beta_2$  comme suit :

$$\mathbf{H_{thoo}} = \frac{(\mathbf{U_2})^2}{\mathbf{g}} - \frac{\mathbf{U_2}}{\mathbf{g}} - \frac{\mathbf{q_v}}{2\pi r_2 \tan(\beta_2)} \quad (\text{I.5})$$

Selon l'angle  $\beta_2$  on pourra représenter les courbes des hauteurs théoriques d'Euler en fonction du débit volumique comme suit :

- Courbe ascendante avec  $\beta_2 > 90^\circ$  (les aubages vers l'avant).
- Courbe droite  $\beta_2 = 90^\circ$  (aubes droite).
- Courbe descendante  $\beta_2 < 90^\circ$  (les aubages vers l'arrière).

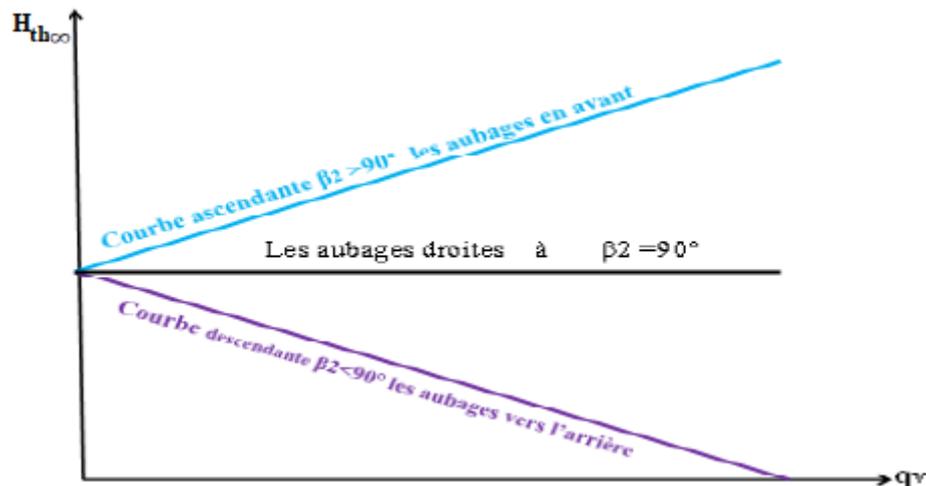


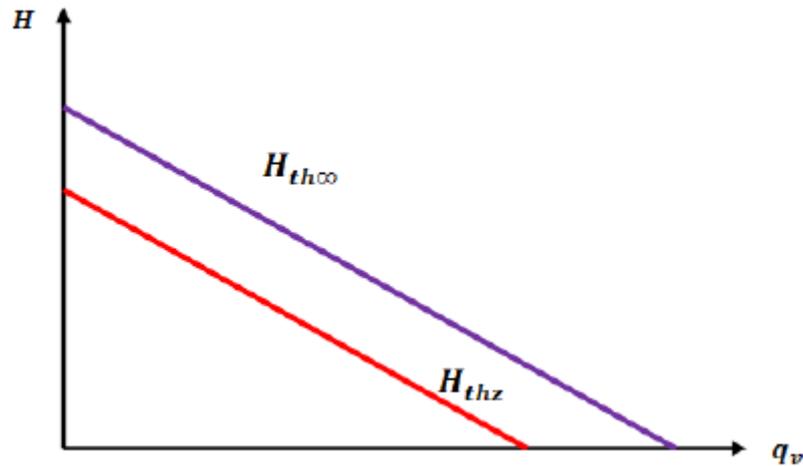
Figure I.12 : Hauteurs théoriques d'Euler en fonction du débit volumique.

#### I.4.2.2. Hauteur théorique pour une roue à nombre fini d'aubes

Dans le cas d'une pompe centrifuge à entrée radiale, pour avoir la hauteur théorique d'une roue à nombre fini d'aubes, on applique une translation de la courbe de la hauteur théorique d'Euler en utilisant le coefficient de glissement  $\mu$  qui s'exprime comme suit :

$$\mu = \frac{H_{thz}}{H_{th\infty}} = \frac{Cu_{2z}}{Cu_{2\infty}} \quad (I.6)$$

La hauteur d'Euler, étant une hauteur théorique parfaite, elle tend à être plus grande que la hauteur théorique à nombre fini d'aubes qui se rapproche plus de la réalité, ce qui fait qu'à chaque fois que l'on augmente le nombre d'aubages  $Z$ , on tend à rapprocher les courbes de ces deux hauteurs [9].



**Figure I.13:** Les deux hauteurs théoriques  $H_{thz}$  et  $H_{th\infty}$  en fonction du débit volumique.

#### I.4.2.3. Puissance hydraulique

Cette puissance représente la puissance du fluide ayant un débit massique  $q_m$  et pouvant fournir un travail massique  $W'$ , elle est inférieure à la puissance disponible à l'arbre du moteur qui est plus grande car cette dernière englobe aussi les pertes énergétiques de la pompe [19]. La puissance hydraulique s'exprime ainsi :

$$P_{hyd} = q_m W' \quad (I.7)$$

#### I.4.2.4. Les différentes pertes de la pompe centrifuge

Il y a essentiellement trois types de pertes dans les pompes centrifuges, dont les pertes hydrauliques, les pertes volumétriques et les pertes mécaniques. On va mieux détailler ces trois pertes dans les paragraphes qui suivent [9].

- a) Les pertes hydrauliques :** sont les pertes de charge dues à la viscosité du fluide et qui peuvent soit créer des déperditions de l'énergie par frottement, soit par choc des particules fluide qui est aussi appelé perte par désadaptation [9].

Les pertes par frottement sont des pertes de charge linéaire qui se créent au passage du fluide dans les canaux inter-aubages et peuvent être calculées par la loi suivante :

$$\Delta H_{frott} = \lambda \frac{L}{D} \frac{U_m^2}{2g} \quad (I.8)$$

$\lambda$  représente la constante des pertes de charges linéaire et qui dépend de la rugosité des parois et du nombre de Reynolds.

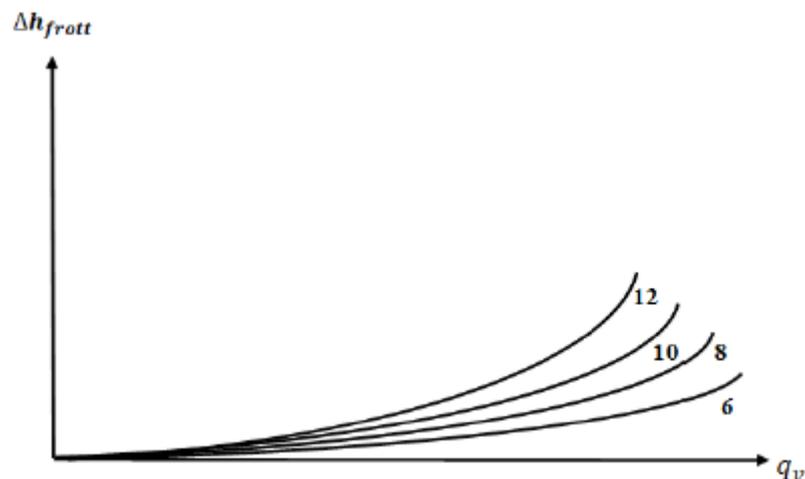
$L$  et  $D$  représente respectivement la longueur et le diamètre du canal.

$U_m$  est la vitesse moyenne des particules et  $g$  représente l'accélération de l'apesanteur.

En modifiant l'équation (I.8) on pourra avoir une équation plus simple dépendant du débit volumique et qui s'exprime ainsi :

$$\Delta H_{\text{frott}} = K_{\text{frott}} q_v^2 \quad (\text{I.9})$$

Ces pertes par frottement dépendent du nombre d'aubages, car celui-ci augmente la surface de contact entre le fluide et les aubes et crée donc plus de pertes à mesure qu'il augmente, ceci est représenté dans la figure I.14 où il est clairement montré qu'en augmentant le nombre d'aubages, les pertes par frottement augmente [9].



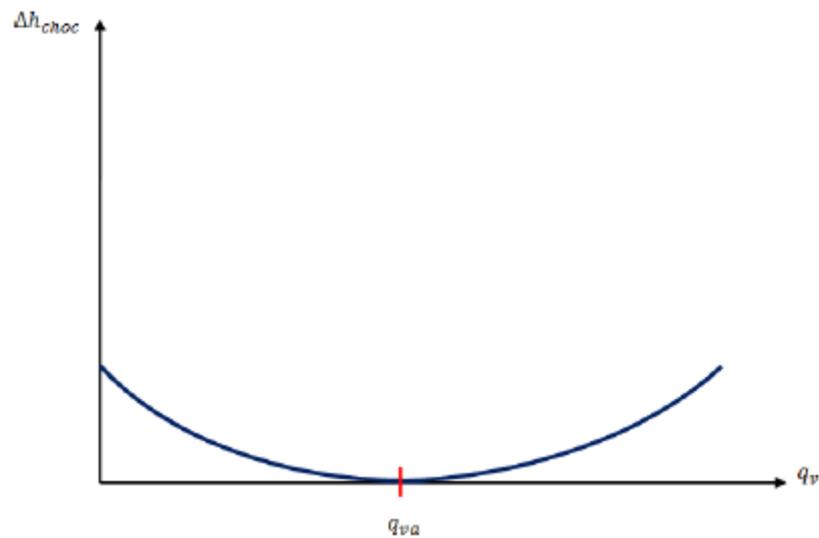
**Figure I.14 :** Les pertes par frottement en fonction du débit volumique et le nombre d'aubages

Les pertes par désadaptation sont des pertes par choc qui se produisent entre les particules fluides et les aubes durant leurs passages dans les canaux inter-aubages.

A mesure où le débit volumique s'approche du débit d'adaptation  $q_{va}$  la vitesse relative  $W_1$  devient de plus en plus tangente à l'aubage et par conséquent les chocs diminuent jusqu'à ce qu'elles deviennent nulle à débit volumique égal au débit d'adaptation. [9]

Les pertes par choc peuvent être exprimées par l'expression suivante :

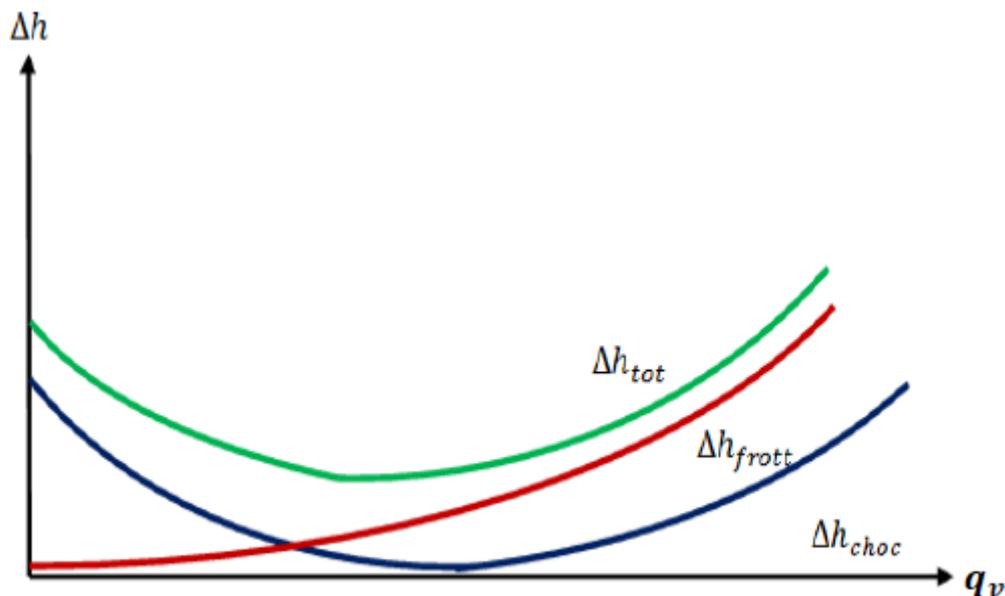
$$\Delta H_{\text{choc}} = K_{\text{choc}} (q_v - q_{va})^2 \quad (\text{I.10})$$



**Figure I.15 :** Les pertes par choc en fonction du débit volumique

Comme les pertes hydrauliques englobent les pertes par frottement et les pertes par choc, il suffit donc d'additionner ces deux dernières pour avoir les pertes hydrauliques totales [9].

$$\Delta H_{tot} = \Delta H_{frott} + \Delta H_{choc} \quad (I.11)$$



**Figure I.16 :** Les différentes pertes hydrauliques en fonction du débit volumique

- b) Les pertes volumétriques :** sont des fuites internes qui se caractérisent par une recirculation d'un certains débit du fluide dans la pompe et qui sont dues à un jeu entre la roue de la pompe et le flasque avant. A fin de diminuer ces pertes on

utilise des bagues d'étanchéité, et par conséquent le rendement globale de la pompe est aussi amélioré [9].

Ces pertes peuvent être évalué par le rendement volumétrique qui se calcule par le rapport entre le débit délivré  $q_v$  et le débit total contenant le débit des fuites  $q_{vfuit}$  et s'exprime ainsi :

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_v + q_{vfuit}} \quad (I.12)$$

**c) Les pertes mécaniques :** sont des pertes dues au frottement entre les parties mécaniques de la pompe telle que les roulements, le disque arrière de la roue et les presse-étoupes. Ces pertes transforment une partie de la puissance reçu en chaleur,[9] et peuvent être évalué par le rendement mécanique qui s'exprime ainsi :

$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (I.13)$$

$P_a$  et  $P_m$  représente respectivement la puissance disponible à l'arbre et la puissance mécanique perdue.

#### I.4.2.3. Hauteur réelle d'une pompe centrifuge

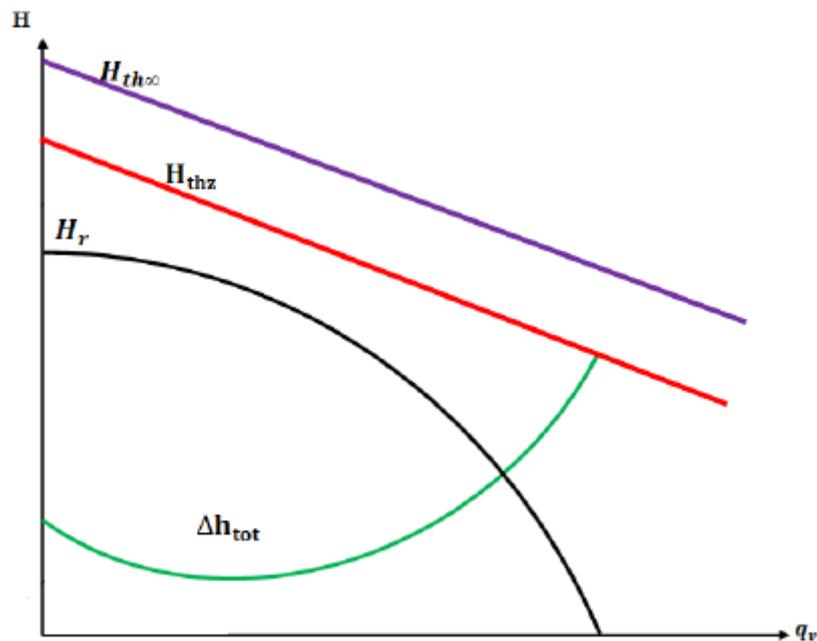
La hauteur réelle représente la hauteur que peut délivrer la pompe centrifuge dans le cas pratique, elle est déduite de la hauteur théorique à nombre d'aubage fini qui elle est déduite de la hauteur théorique d'Euler par le facteur de glissement. La différence entre la hauteur réelle et la hauteur théorique à nombre d'aubage fini est que la première utilise un fluide réel et donc contient des pertes par frottement et par désadaptation, alors que la deuxième utilise un fluide parfait et donc n'a aucune perte [9].

La hauteur réelle se calcule ainsi :

$$H_r = H_{thz} - \Delta H_{tot} \quad (I.14)$$

De même que les pertes volumétriques et mécaniques peuvent être exprimées par les rendements volumétriques et mécaniques de la pompe centrifuge, les pertes hydraulique caractérisant la hauteur réelle peuvent aussi être exprimées par un rendement que l'on nomme rendement hydraulique, et se calcule ainsi :

$$\eta_h = \frac{H_r}{H_{thz}} = \frac{H_{thz} - \Delta H_{tot}}{H_{thz}} \quad (I.15)$$



**Figure I.17 :** Représentation des deux hauteurs théoriques, des pertes hydraulique et de la hauteur réelle en fonction du débit volumique.

#### I.4.2.4. Le rendement globale de la pompe centrifuge

Le rendement globale d'une pompe centrifuge nous renseigne sur toute les pertes que peut posséder une pompe, elle s'obtient par le rapport entre la puissance du fluide en mouvement  $P_f$  et la puissance disponible à l'arbre de la pompe  $P_a$  qui est plus grande que la première car elle n'a subi aucune perte, ce rendement se calcule ainsi : [9]

$$\eta_g = \frac{P_f}{P_a} = \frac{\rho g h q_v}{P_a} \quad (\text{I.16})$$

Le rendement globale peut aussi être calculé à partir des différents rendement de la pompe centrifuge comme suit :

$$\eta_g = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (\text{I.17})$$

## I.5. Revue bibliographique

Afin d'avoir un aperçu sur les avancés scientifiques parlants des pompes centrifuges, et afin d'avoir une meilleure maîtrise de la problématique que l'on va traiter, on a procédé à la lecture et au résumé de certains articles scientifiques que l'on a jugé des plus pertinents, qui traitent des pompes centrifuges et des méthodes à suivre pour améliorer leurs caractéristiques et leurs performances, en utilisant soit l'outil informatique soit l'expérimentation.

Les résumés de ces articles sont les suivant :

**[10] M S Ajith et Jeoju M Issac :** ont simulé et analysé avec la CFD l'écoulement d'un fluide dans une pompe centrifuge à entrée radial. Après avoir choisis les caractéristiques principales de la pompe, dont la hauteur, le débit volumique et la vitesse rotation, ils ont pu calculer d'autres paramètres tels que les angles d'aubages et les diamètres d'entrée et de sortie de la roue, et cela leur a servi à dessiner le profil des aubes avec la méthode de l'arc circulaire et la méthode point par point. Ayant généré deux types d'aube dont les aubes incurvées vers l'arrière et les aubes incurvées vers l'avant, ils ont procédé à la simulation en utilisant les équations de conservation et le modèle de turbulence  $k-\omega$ . A la fin de la simulation, ils ont pu constater que la pompe ayant des aubes incurvées vers l'arrière présente un meilleur rendement que celle ayant des aubes incurvées vers l'avant.

**[11] Haridass Ramasamy et Prabhu Prakash :** ont utilisé la CFD pour modéliser le design d'une pompe centrifuge à entrée radiale afin d'avoir un gain de temps et d'argent dans sa fabrication. Dans leur article, ils ont pu dessiner le profil des aubes incurvées vers l'avant avec la méthode point par point tout en négligeant la volute, le moyeu et en considérant l'enveloppe de la roue comme plate, puis en modélisant la roue en 3D par le logiciel Uni Graphics. Après avoir indiqué les conditions aux limites comme la vitesse d'entrée, ils ont pu avoir la répartition des pressions et des vitesses dans la roue. Cette simulation leur a aussi permis d'avoir un débit volumique à la sortie qui est proche de la valeur attendue et donc confirme les bons résultats de leur simulation.

**[12] Rajiv Kaul :** a simulé et comparé deux types de pompe centrifuge à entrée radiale dont les roues sont semi-enveloppées et différente en termes d'angle d'aubage. Après avoir exposé et expliqué les modèles de turbulence utilisés dans sa simulation dont le modèle standard  $k-\omega$  et le modèle de transport des contraintes de cisaillement, dit SST, il a calculé et donné les paramètres utilisés pour modéliser le design de ses deux pompes. A la fin de la simulation, il a conclu que les pompes ayant un plus grand angle d'aubage possèdent de meilleures caractéristiques de performance.

[13] **Shardul Sunil Kulkarni** : a simulé l'écoulement d'une pompe centrifuge en tenant compte de condition comme la température, la vitesse de rotation et la densité du fluide. Il est arrivé à calculer le diamètre minimum nécessaire pour l'arbre qui entraîne la roue de la pompe et a pu calculer les paramètres utilisés pour sa modélisation. A la fin de la simulation, il a pu tracer les lignes de courant et la courbe caractéristique de la pompe sous une plage de débit volumique. En comparant ses résultats avec celles obtenus théoriquement, il a pu conclure que les résultats de sa simulation sont satisfaisants et proches de celle obtenue théoriquement, et que la petite différence serait due au facteur de finition de surface qui joue un grand rôle dans l'amélioration du rendement.

[14] **J H Kim, K T Oh, K B Pyun et al** : ont procédé à une étude pour optimiser la hauteur et le rendement d'une pompe centrifuge en utilisant la CFD et la méthode de surface de réponse pour ce qui concerne la roue, et en utilisant la théorie de Stepanoff pour modéliser la coupe transversale de la volute. Suivant des conditions préétablis, ils ont trouvé que l'angle de sortie de l'aubage a une plus grande influence que l'angle d'incidence du moyeu et du carénage qui exprime la différence entre l'angle de l'aubage et l'angle d'écoulement, en augmentant donc l'angle de sortie de l'aubage ils ont remarqué une augmentation significative de la hauteur et une légère diminution du rendement après un certain seuil. Les résultats obtenus ont été identiques entre ceux réalisés par la CFD et ceux réalisés par la méthode de surface de réponse et exprime de meilleures performances que celles du modèle de base. Concernant la volute, ils ont eu de meilleure performance avec une volute en forme de secteur que celle en forme circulaire, et ils ont conclu que la volute ayant 90% de la section transversale interne est l'idéale.

[15] **Mohammed K. Sagban et Sathya N. Gangadharan** : ont voulu optimiser une pompe centrifuge GDM 10 x 12 HD ayant des caractéristiques très utiles comme la segmentation de ses composants qui lui permet une maintenance et une réparation plus facile. Et pour y arriver ils ont utilisé le logiciel de CFD Ansys pour modéliser, générer un maillage et simuler l'écoulement du fluide dans la pompe, ce qui leur a donné la distribution de la pression et de la vitesse dans la roue et la volute qui sera utilisé comme modèle de base pour l'optimisation. Par la suite, ils ont procédé à l'optimisation de la conception à multi-objectifs en utilisant l'outil HEEDS-MDO Modeler, ce dernier leur a donné une nouvelle configuration du design de la pompe ayant moins de turbulence que le modèle de base, une diminution de l'épaisseur

des aubes et de la volute, une augmentation du rendement de 3.2 % mais s'accompagne d'une diminution de 2% de la hauteur, ce qui conduit à dire qu'il n'est pas possible d'optimiser toutes les performances de la pompe, mais il faudrait chercher un compromis entre les différentes configurations pour avoir une hauteur et un rendement arrangeant leur utilisation dans différentes situations.

**[16] S.A.I. Bellary, A. Husain, A. Samad et al :** ont procédé à une étude expérimentale et numérique de la pompe centrifuge transportant soit de l'eau soit du pétrole non-raffiné. Ils ont donc étudié le design pouvant optimiser les performances de la pompe, se basant essentiellement sur l'implication du nombre d'aubage et l'angle de sortie d'aubage. Après expérimentation et simulation de l'écoulement des deux fluides dans la pompe en utilisant le modèle  $k-\varepsilon$  et le modèle SST pour la turbulence, ils ont remarqué que l'augmentation du débit volumique diminue la recirculation du fluide dans la pompe, que les résultats de l'expérimentation et celle de la simulation sont très proches et qu'il y a une différence entre les résultats de la pompe utilisant l'eau et celle utilisant du pétrole qui serait due à la différence de viscosité qui engendre plus de pertes chez la pompe utilisant le pétrole. Ils ont conclu que l'augmentation du nombre d'aubages augmente la hauteur et le rendement de la pompe et augmente la magnitude des tourbillons à la sortie de la roue, l'augmentation de l'angle de sortie d'aubage agit de même avec la hauteur et le rendement, mais pour ce dernier, il n'augmente que jusqu'à un certain seuil puis redescend avec l'augmentation de l'angle. Donc la combinaison de l'augmentation du nombre d'aubage et de l'angle de sortie d'aubage donnera de meilleure performance améliorant même le couple agissant sur l'arbre du moteur que ça soit pour l'écoulement de l'eau ou du pétrole dans la pompe.

**[17] Wen-Guang Li (2000) :** a expérimenté une pompe centrifuge travaillant avec de l'eau et du pétrole raffiné ayant des viscosités cinématiques constantes dont  $48 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  pour le pétrole et  $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  pour l'eau après les avoir vérifiés par un rhéomètre. Dans son expérience il a utilisé un laser vélocimètre Doppler qui donne la vitesse du fluide dans des points précis de la pompe, un encodeur d'arbre qui renseigne sur la position de rotation de la pompe pour avoir les échantillons de mesures de vitesse et de pression, deux manomètres qui donnent la pression à l'entrée et la sortie de la pompe, un compteur de couple qui mesure le couple de l'arbre et la vitesse de rotation de la pompe, un rhéomètre donnant la viscosité des fluides et un thermomètre qui donne la température des fluides pouvant augmenter à cause du frottement. Après expérimentation il a conclu que le rendement de la pompe utilisant l'eau est

bien meilleur que celle utilisant le pétrole à cause des plus grandes pertes de charge causées par le pétrole, par contre la pompe utilisant le pétrole donne une plus grande hauteur et utilise plus de puissance à cause de son facteur de glissement qui est plus petit, et cela, en utilisant la pompe dans la même vitesse de rotation estimé à 1485tr/min. Et il a aussi remarqué que la viscosité n'influe sur le profil de vitesse que près de l'entrée de la roue, le profil de vitesse à la sortie de la roue ne change quasiment pas en changeant la viscosité.

**[18] Wen-Guang Li (2015) :** a étudié la cavitation et la pseudo-cavitation dans les pompes centrifuges en employant la simulation et en montrant l'implication de la viscosité, des gaz non-condensables contenus dans le fluide, et de l'angle de sortie d'aubage sur le NPSHr et la hauteur de la pompe. Il a expliqué que la pseudo-cavitation est un phénomène qui se produit par le dégagement des gaz non-condensables contenue dans le fluide, qui altère les performances de la pompe et cause des dysfonctionnements. Il a pu donner certaines valeurs du facteur de correction  $K_{NPSHr}$  qui est utilisé pour trouver le NPSHr des pompes employant des pétroles ayants différentes viscosité, en connaissant le NPSHr de la pompe utilisant de l'eau. À la fin, il a conclu que le NPSHr augmente avec l'augmentation de la viscosité, des gaz non-condensables et de l'angle de sortie de l'aubage, et que la hauteur subi une dégradation par les gaz non-condensables quand la pompe marche avec de hauts débits volumiques. Ces résultats ont pu par la suite être confirmés par des données expérimentales.

**[19] M. H. Shojaeefard, B. SalimianRizi, A. Khalkhali et al :** ont étudié les performances d'une pompe centrifuge en utilisant une nouvelle méthode analytique calculant les pertes causées par le pétrole dont la viscosité est différente de l'eau qui est habituellement étudié en turbomachine. En s'aidant du logiciel Matlab, ils ont conçu un programme dont les résultats ont été approuvés par l'expérimentation, et ils ont conclu que la viscosité diminue le rendement et la hauteur de la pompe mais à une certaine valeur de viscosité l'écoulement tend à être laminaire et donc survient un phénomène augmentant brusquement sa hauteur.

## I.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abordé les pompes et les turbomachines dans une présentation générale ainsi que leur classification selon plusieurs critères. Nous avons ensuite présenté les pompes centrifuges et la théorie utilisée dans le calcul permettant d'avoir les informations sur leurs performances à savoir : la hauteur et le rendement. A la fin un aperçu a

été présenté sur l'état de l'art et les articles scientifiques étudiant les pompes centrifuges et les techniques utilisées pour optimiser leurs performances.



**Chapitre II :**  
**Notions théoriques des**  
**écoulements**



# Notions théoriques des écoulements

## II.1. Introduction

L'étude des écoulements des fluides dans les machines et principalement dans les pompes centrifuge représente un domaine très utile qui a fait l'objet de plusieurs articles de recherche.

Dans le chapitre qui suit nous allons présenter les différentes notions théoriques employées dans l'étude des écoulements de fluide, et qui nous sera utile pour la compréhension et le calcul utilisé pour obtenir les résultats de notre simulation.

## II.2. La viscosité

La viscosité des fluides est une notion très importante dans l'étude des turbomachines ou de la mécanique des fluides, elle est la cause des pertes de charges qui représente une dégradation de l'énergie et qui influe sur le rendement des machines, elle influe aussi sur d'autre phénomène comme la cavitation, la pseudo-cavitation ou la turbulence des écoulements qui joue un rôle dans la convection forcé des transfert thermique [18].

Chaque fluide possède sa propre viscosité et son propre comportement rhéologique décrivant sa viscosité et son taux de cisaillement en fonction de la contrainte qu'il subit. Bien que les modèles rhéologiques sont très varié, on en dénombre principalement quatre types de fluide, dont les fluide Newtonien, les fluide non-newtonien rhéo-fluidifiant, les fluides non-newtonien rhéo-épaississant et les fluides non-newtonien à seuil[20].

Les fluides Newtoniens telle que l'eau liquide, possède un comportement linéaire dont la contrainte  $\tau$  qu'elle subit est proportionnel au taux de cisaillement  $\dot{\gamma}$  par la viscosité dynamique  $\mu_s$  qui reste constante et indépendante des contraintes, l'équation décrivant ce comportement est la suivante :

$$\tau = \mu_s \dot{\gamma} \quad (\text{II.1})$$

L'eau qui est un fluide newtonien est très employé dans les simulations des pompes centrifuges car la constante de sa viscosité dynamique qui est estimée à  $1 \times 10^{-3} \text{Pa.s}$  dans des conditions de température et de pression de  $20^\circ\text{C}$  et de 1bar, rend les calculs bien plus faciles que les autres fluides dont le modèle rhéologique est complexe.

Les fluides non-newtoniens rhéo-fluidifiants et rhéo-épaississants sont des fluides dont la viscosité n'est pas constante et dépend de la contrainte qu'elle subit, cette viscosité peut soit augmenter si on augmente la contrainte et dans ce cas on parle de fluide rhéo-épaississant ou soit elle diminue en augmentant la contrainte et dans ce cas on parle de fluide rhéo-fluidifiant, ces deux types de fluide peuvent être décrits par la loi rhéologique d'Oswald de Waele et qui s'écrit ainsi :

$$\mu_s = k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (\text{II.2})$$

$k$  représente la consistance du fluide qui se mesure en  $\text{Pa.s}^n$ , et  $n$  représente l'indice de fluidité qui est sans dimension et prend des valeurs supérieures à 1 pour les fluides rhéo-épaississants et des valeurs inférieures à 1 pour les fluides rhéo-fluidifiants.

Les fluides à seuil sont des fluides qui peuvent être en écoulement qu'après une certaine contrainte appelée contrainte seuil, en dessous de cette contrainte le fluide est considéré comme un matériau solide et donc sa viscosité est infinie. Les modèles rhéologiques qui décrivent ce type de fluide sont le modèle de Herschel-Bulkley et le modèle de Bingham, et qui s'écrivent sous les équations suivantes :

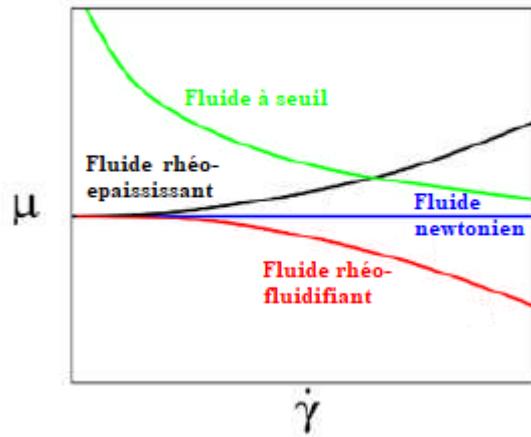
Le modèle de Herschel-Bulkley :

$$\tau = \tau_0 + k \dot{\gamma}^n \quad (\text{II.3})$$

Le modèle de Bingham :

$$\tau = \tau_0 + \eta_{pl} \dot{\gamma} \quad (\text{II.4})$$

$\tau_0$  représente la contrainte seuil et  $\eta_{pl}$  représente la viscosité plastique [20].



**Figure II.1 :** Représentation du comportement rhéologique de certains fluides

Le pétrole est un fluide complexe dont le comportement rhéologique diffère selon sa température et sa composition, à de haute température il est considéré comme un fluide newtonien alors qu'à de basse température il se comporte comme un fluide viscoplastique et dans certains cas comme un fluide thixotrope, ces deux types de fluide sont aussi classé dans des modèles de fluides rhéologiques mais n'y sont pas les principaux[21].

### II.3. Les équations de conservation

Ces équations sont utilisées pour modéliser les écoulements des fluides dans les turbomachines, on en dénombre trois sortes, dont l'équation de conservation de la masse qui est aussi appelé équation de continuité, l'équation de conservation de quantité de mouvement qui est aussi appelé équation de Navier-Stokes et l'équation de conservation d'énergie [9].

#### II.3.1. L'équation de continuité

L'équation de conservation de la masse, comme son nom l'indique conserve la masse qui ne se perd pas et ne se crée pas, cette équation est la suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{C}) = 0 \quad (\text{II.5})$$

En développant cette équation en coordonnées cylindriques et dans un repère absolu fixe, elle devient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r C_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho C_u)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho C_a)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.6})$$

Où  $\theta$ ,  $z$  et  $C_a$  représente respectivement la coordonné angulaire qui est aussi appelé azimut, la coordonné axiale qui est aussi appelé cote et la vitesse axiale [19].

Pour un repère relatif et en coordonné cylindrique l'équation de continuité devient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r W_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho W_u)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho W_a)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.7})$$

Où  $W_r$ ,  $W_u$  et  $W_a$  sont les trois composantes de la vitesse relative  $\mathbf{W}$

### II.3.2. Équation de conservation de la quantité de mouvement

Cette équation est tirée du principe fondamental de la dynamique ou plus connu sous le nom de deuxième loi de Newton et qui décrit l'interaction des forces extérieures  $\vec{F}_{\text{ext}}$  sur une masse quelconque et la faisant accélérer par  $\vec{a}$ , la deuxième loi de Newton s'écrit ainsi :

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = m \vec{a} \quad (\text{II.8})$$

En développant la loi de Newton on aboutit à la l'équation de conservation de la quantité de mouvement suivante :

$$\rho \frac{d\vec{C}}{dt} = \rho \left( \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} + (\vec{C} \cdot \vec{\nabla}) \vec{C} \right) = \rho \left( \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} + \vec{\nabla} \left( \frac{C^2}{2} \right) + \text{rot} \vec{C} \wedge \vec{C} \right) = -\vec{\nabla} P + \rho \mathbf{g} + \vec{\nabla} \tau_{ij} \quad (\text{II.9})$$

$\vec{\nabla} P$  représente les forces de pression,  $\rho \mathbf{g}$  représente la force de la pesanteur et  $\vec{\nabla} \tau_{ij}$  représente les forces visqueuses [9].

Dans un repèrefixe, l'équation de conservation de la quantité de mouvement s'écrit en coordonné cylindrique sous cette forme :

Selon  $r$  :

$$\rho \left( \frac{\partial C_r}{\partial t} + C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} + \frac{C_u}{r} \frac{\partial C_r}{\partial \theta} + C_a \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{C_u^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial(r \tau_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \right) + \rho g_r \quad (\text{II.10})$$

Selon  $\theta$  :

$$\rho \left( \frac{\partial C_u}{\partial t} + C_r \frac{\partial C_u}{\partial r} + \frac{C_u}{r} \frac{\partial C_u}{\partial \theta} + C_a \frac{\partial C_u}{\partial z} - \frac{C_u C_r}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \left( \frac{1}{r^2} \frac{\partial(r^2 \tau_{r\theta})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z} + \frac{\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta}}{r} \right) + \rho g_\theta \quad (\text{II.11})$$

Selon  $z$  :

$$\rho \left( \frac{\partial C_a}{\partial t} + C_r \frac{\partial C_a}{\partial r} + \frac{C_u}{r} \frac{\partial C_a}{\partial \theta} + C_a \frac{\partial C_a}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau_{rz})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z \quad (\text{II.12})$$

Dans un repère mobile, l'équation de conservation de la quantité de mouvement en coordonnées cylindrique devient :

Selon  $r$  :

$$\rho \left( \frac{\partial W_r}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + W_a \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{(W_u + \omega r)^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{\theta r}}{\partial \theta} + \frac{\partial\tau_{zr}}{\partial z} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \right) + \rho g_r$$

(II.13)

Selon  $\theta$  :

$$\rho \left( \frac{\partial W_u}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + W_a \frac{\partial W_u}{\partial z} + \frac{W_r}{r} (W_u + 2W_r) \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \left( \frac{1}{r^2} \frac{\partial(r^2\tau_{r\theta})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial\tau_{z\theta}}{\partial z} + \frac{\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta}}{r} \right) + \rho g_\theta$$

(II.14)

$$\rho \left( \frac{\partial W_a}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_a}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_a}{\partial \theta} + W_a \frac{\partial W_a}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left( \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau_{rz})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z$$

(II.15)

### II.3.3. Équation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie découle du premier principe thermodynamique des systèmes ouverts, et représente un bilan des énergies qui opèrent au sein du fluide, cette équation s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho \frac{dh}{dt} = \frac{dp}{dt} + \bar{\nabla}(\lambda \bar{\nabla} T) + \phi \quad (\text{II.16})$$

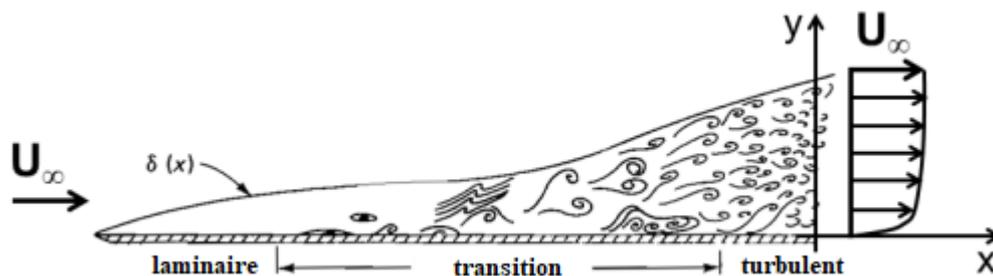
$\rho \frac{dh}{dt}$  représente la variation d'enthalpie massique,  $\frac{dp}{dt}$  représente le taux de travail,  $\bar{\nabla}(\lambda \bar{\nabla} T)$  représente le transfert de chaleur par conduction et  $\phi$  représente une fonction de dissipation de l'énergie [9].

## II.4. La turbulence

Le phénomène de turbulence se produit quand il y a un champ de vitesse fluctuant. Ces fluctuations des variables de l'écoulement peuvent être d'un petit ordre de grandeur et atteindre des hautes fréquences.

Tous les écoulements rencontrés en pratique deviennent instables et turbulents à partir d'un certain nombre de Reynolds. L'écoulement est dit : laminaire, aux faibles nombres de Reynolds, tandis qu'à des nombres de Reynolds élevés, les écoulements deviennent turbulents, et ils sont caractérisés par des fluctuations de vitesses et par un mouvement hautement désordonné. La transition entre écoulement laminaire et turbulent ne se produit pas d'un coup, elle commence à se manifester sur une région dans laquelle l'écoulement fluctue puis s'étant sur tout l'écoulement laminaire qui deviendra après la transition complètement turbulent.

En régime d'écoulement laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations de continuité et de Navier-Stokes. Dans certains cas de configuration géométrique simple, ces équations peuvent être résolues analytiquement, par contre dans des cas plus complexes, ces écoulements demandent d'être traités numériquement à l'aide de techniques de CFD (Computational Fluid Dynamics) en utilisant la méthode des éléments finis par exemple. Ces écoulements complexes sont souvent turbulents dans la pratique et nécessitent donc de nouvelles modélisations et de nouvelles méthodes de résolution qui sont indispensables en ingénierie.[22]



**Figure II.2 :** représentation de la création de la turbulence dans la couche limite d'un écoulement. [22]

## II.5. Modélisation de la turbulence

### II.5.1. Notion de l'écoulement moyen

Cette approche statistique qui consiste à donner la moyenne des caractéristiques des événements est très utilisée dans la résolution des équations, la moyenne stochastique est calculée pour un ensemble de variables fluctuantes sous les mêmes conditions afin de simplifier la résolution des équations et de ne pas chercher à déterminer l'évolution spatiale et temporelle des grandeurs.

Ainsi, afin de transformer les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie en équations moyennées, une décomposition des variables de l'écoulement, dite « décomposition de Reynolds » est alors utilisée[23].

### II.5.2. Décomposition de Reynolds

La décomposition de Reynolds transforme les équations de conservation en équations moyennées en exprimant chaque variable de l'écoulement représentée par  $\mathbf{X}$  sous la somme d'une valeur moyenne temporelle représentée par  $\bar{\mathbf{X}}$  et d'une valeur fluctuante représentée par  $\mathbf{X}'$  comme suit :

$$\mathbf{X} = \bar{\mathbf{X}} + \mathbf{X}' \quad (\text{II.17})$$

La valeur de la moyenne temporelle s'exprime ainsi :

$$\bar{\mathbf{X}}(\mathbf{x}_i) = \frac{1}{t_\infty} \int_t^{t+t_\infty} \mathbf{X}(\mathbf{x}_i, t) dt \quad (\text{II.18})$$

Où  $t_\infty$  tend vers l'infini

Comme  $\mathbf{X}$  n'est qu'une représentation, la décomposition des variables de l'écoulement sont les suivantes :

$$\mathbf{U} = \bar{\mathbf{U}} + \mathbf{U}' \quad (\text{II.19})$$

$$\mathbf{V} = \bar{\mathbf{V}} + \mathbf{V}' \quad (\text{II.20})$$

$$\mathbf{W} = \bar{\mathbf{W}} + \mathbf{W}' \quad (\text{II.21})$$

$$\mathbf{P} = \bar{\mathbf{P}} + \mathbf{P}' \quad (\text{II.22})$$

Comme la viscosité dynamique et la masse volumique sont généralement constantes cette décomposition ne leur est pas appliquée, mais si le fluide est compressible ou non-newtonien cette décomposition doit être utilisée.

Quand on applique cette décomposition à toutes les variables des équations de conservation on aboutit à leurs équations moyennées [23].

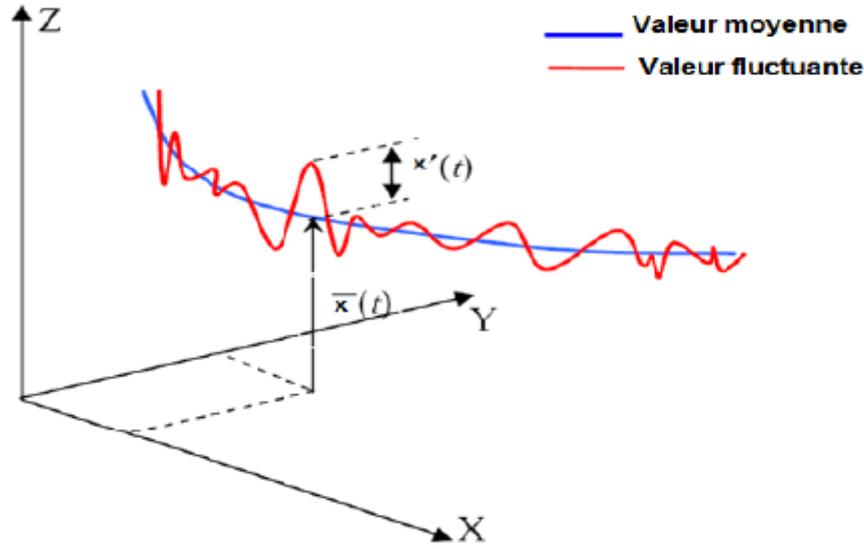


Figure II.3 : Description d'un écoulement turbulent

### II.5.3. Les équations moyennées

Les équations moyennées qui sont utilisées dans la modélisation des écoulements turbulents et incompressible en coordonnées cartésiennes sont les suivantes [23]:

- L'équation de continuité :

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{W}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.23})$$

- L'équation de Navier-stokes :

$$\rho \left( \bar{U} \frac{\partial \bar{U}}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial \bar{U}}{\partial y} + \bar{W} \frac{\partial \bar{U}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu_s \Delta \bar{U} - \rho \left( \frac{\partial \bar{U}'U'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{U}'V'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{U}'W'}{\partial z} \right) \quad (\text{II.24})$$

$$\rho \left( \bar{U} \frac{\partial \bar{V}}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial \bar{V}}{\partial y} + \bar{W} \frac{\partial \bar{V}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu_s \Delta \bar{V} - \rho \left( \frac{\partial \bar{V}'U'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{V}'V'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{V}'W'}{\partial z} \right) \quad (\text{II.25})$$

$$\rho \left( \bar{U} \frac{\partial \bar{W}}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial \bar{W}}{\partial y} + \bar{W} \frac{\partial \bar{W}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu_s \Delta \bar{W} - \rho \left( \frac{\partial \bar{W}'U'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{W}'V'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{W}'W'}{\partial z} \right) \quad (\text{II.26})$$

### II.5.4. Modèles de résolution

Les équations moyennées de Reynolds contiennent des nouveaux termes inconnus, donc il est nécessaire de faire des hypothèses ou trouver un moyen pour les modéliser. Les modèles du

premier ordre qui sont aussi appelé modèles à viscosité turbulente sont basés sur l'hypothèse de Boussinesq et qui consiste à modéliser directement à l'aide du concept de viscosité turbulente, par analogie aux contraintes visqueuses d'un fluide Newtonien, on introduit une nouvelle variable qui est la viscosité turbulente  $\mu_t$ . Cette méthode de résolution sera finalisé en employant le modèle de résolution  $\mathbf{K}-\epsilon$  ou par d'autre modèle comme le modèle  $\mathbf{K}-\omega$  ou le modèle  $\mathbf{K}-\text{SST}$  [25].

### II.5.5. Le modèle $\mathbf{K}-\epsilon$

Le modèle  $\mathbf{K}-\epsilon$  est un modèle de turbulence qui est connu pour sa simplicité, sa robustesse et sa précision. Il a l'avantage de pouvoir être utilisé dans différents types d'écoulement et différentes gammes de problème de turbulence comme par exemple la turbulence liée au transfert thermique que l'on trouve en industrie [24].

Ce modèle suppose que la turbulence soit établie sur tout le domaine de l'écoulement, et que les effets de la viscosité moléculaire sont à négliger devant les effets de la viscosité turbulente. Ce modèle est bien plus utilisé pour prédire les écoulements loin de la paroi et utilise l'hypothèse de Boussinesq qui fait intervenir l'équation suivante :

$$-\rho \overline{U_i U_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t K \delta_{ij} \quad (\text{II.27})$$

La viscosité turbulente  $\mu_t$  peut s'exprimer par la relation de Kolmogorov-Prandtl en utilisant l'énergie de turbulence  $\mathbf{K}$ , le taux de dissipation de l'énergie de turbulence  $\epsilon$ , et d'une constante empirique appelé  $C_\mu$  comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\mathbf{K}^2}{\epsilon} \quad (\text{II.28})$$

Dans la simulation effectuée pour ce mémoire, on a utilisé le modèle  $\mathbf{K}-\epsilon$  qui est inclus dans le logiciel CFX, et cela nous a permis d'avoir de bons résultats.

## II.6. Conclusion

Ce chapitre est un récapitulatif des notions qu'on aura besoin dans les prochains chapitres. On a expliqué la viscosité qui diffère entre les fluides utilisés par les pompes et qui influe grandement sur les performances de ces dernières, puis on a présenté les équations de

conservation qui vont nous servir à calculer les différentes vitesses et pressions dans la pompe centrifuge, et on a terminé par expliquer la turbulence et les méthodes utilisées pour la modéliser et cela afin de mieux rapprocher l'étude de la pompe centrifuge de la réalité.

**Chapitre III :**  
**Méthodologie de simulation**  
**et validation**



# Méthodologie de simulation et validation

## III. 1. Introduction

La simulation numérique des écoulements ou plus connue sous le nom de CFD (Computational Fluid Dynamic) qui s'applique aux turbomachines, est une méthode très utile qui permet un gain de temps et d'argent dans l'industrie, tandis que l'expérimentation s'avère coûteuse et difficile à mettre en œuvre, la simulation numérique permet de contourner ces inconvénients.

Dans ce chapitre nous allons aborder la démarche généralisée qui est utilisée en simulation numérique, puis nous présenterons les résultats de cette méthodologie en comparant aux résultats de l'article de Sagban et Gangadharan [15], dans un objectif de validation.

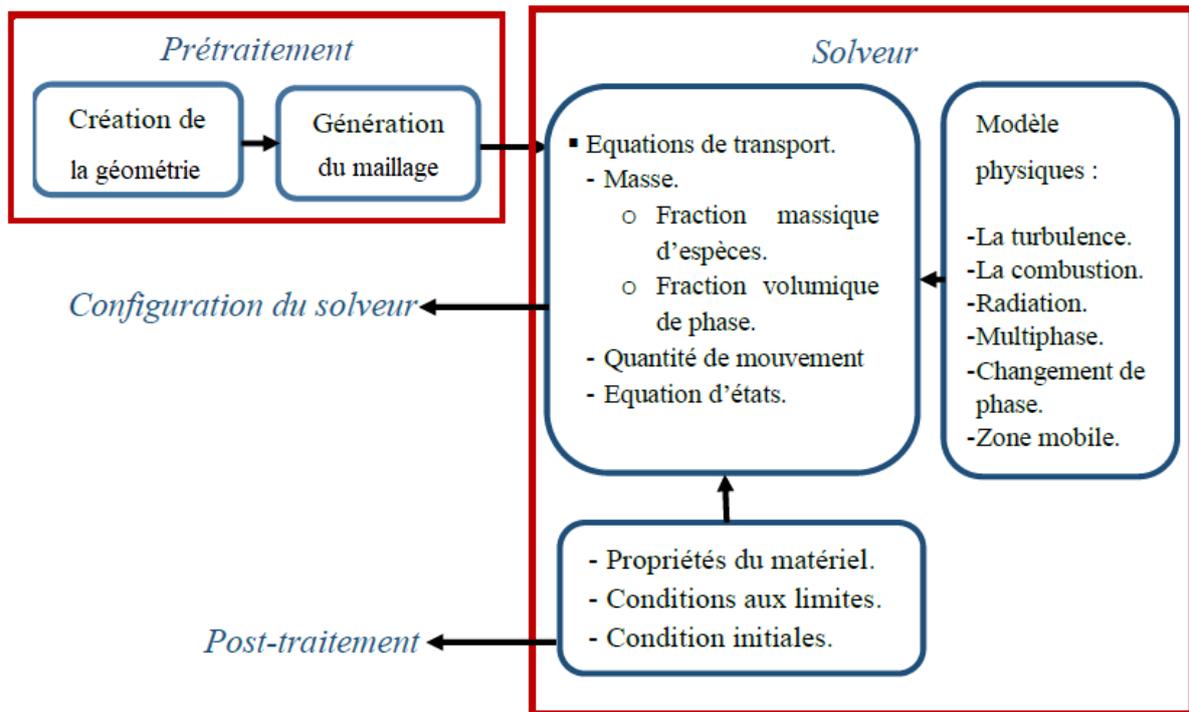
## III.2. Principales étapes de la simulation

La simulation numérique consiste à prédire l'écoulement dans les turbomachines afin d'étudier les caractéristiques spécifiques d'une géométrie ou les performances que peut donner un fluide ayant des spécificités qui influenceront sur cette géométrie.

Comme cette simulation utilise des méthodes numériques telles que la méthode des éléments finis, cela nécessite donc une conception qui définit les besoins du calcul comme les conditions aux limites et la géométrie du problème. Différents logiciels existent et contiennent trois éléments principaux qui sont les suivants :

- **Un préprocesseur** : ou prétraitement qui sert à créer la géométrie 2D et 3D de la simulation, ainsi que le maillage qui influera sur la précision et le temps du calcul.
- **Un solveur** : où on configurera les paramètres spécifiques au problème telle que la viscosité et les conditions aux limites, et où on choisira les modèles de turbulence et les équations à utiliser pour procéder au calcul.
- **Un post-processeur** : ou post-traitement qui donnera les différents résultats des calculs tels que les courbes caractéristiques et les figures de répartition des pressions et des vitesses.

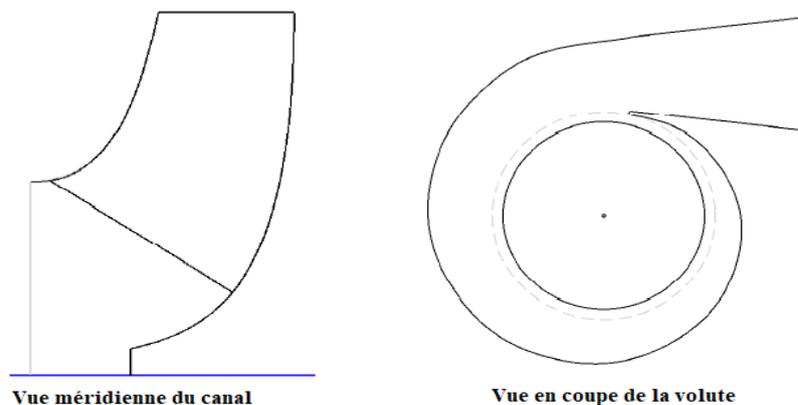
Afin de schématiser les étapes de la simulation, nous les avons résumées dans l'organigramme suivant :



**Figure III.1** : Organigramme des étapes de la simulation

### III.2.1. Conception de la géométrie

La première étape de la simulation consiste à concevoir la géométrie nécessaire au cas étudié. La géométrie est générée automatiquement sur la base de certains paramètres prédéfinis dans un logiciel de conception, par exemple pour concevoir la roue nous choisissons : le nombre d'aubages, les angles d'entrée et de sortie de la roue et les différents rendements, et pour concevoir la volute on choisit les différentes longueurs de la volute comme son diamètre extérieur.



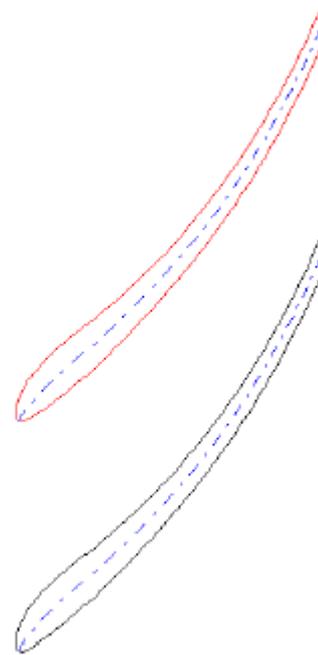
**Figure III.2** : Conception de la géométrie de la roue et de la volute

La conception de la géométrie commence en générant une géométrie 2D (Figure III.2), qui crée la vue méridienne du canal et la vue de coupe de la volute après avoir imposé les différents paramètres à utiliser, puis la géométrie 3D est générée à base de la conception 2D (Figure III.3) en donnant une vue aube à aube pour connaître le profil des aubes (Figure III.4), cet outil va aussi nous permettre d'avoir la géométrie 3D de la volute (Figure III.5).

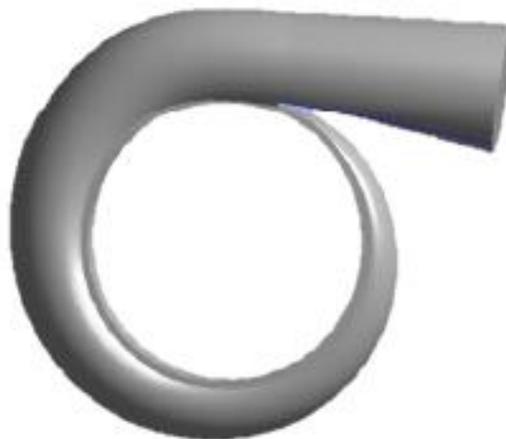
Tout au long de la simulation et en particulier lors de la conception de la géométrie, la partie mobile de la pompe centrifuge représentée par la roue est désignée par la notation [R1] alors que la partie fixe de la pompe représentée par la volute est désigné par la notation [S1].



**Figure III.3 :** Conception 3D de roue



**Figure III.4 :** Vue aube à aube



**Figure III.5 :** Conception 3D de la volute

### III.2.2. Génération du maillage

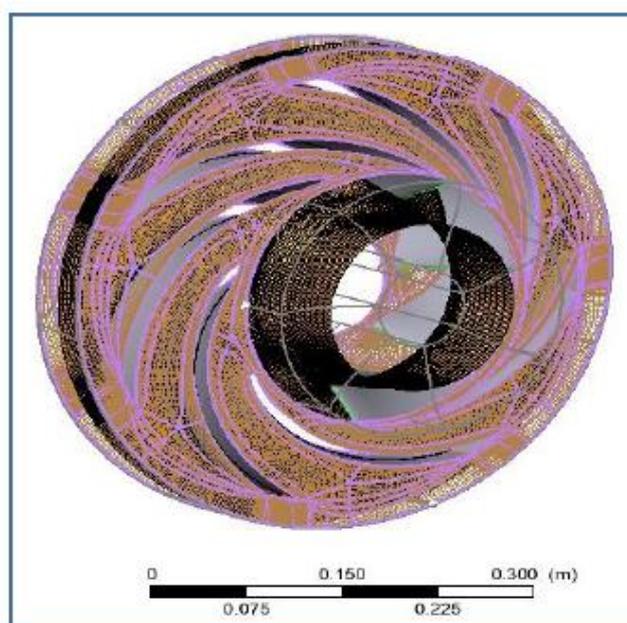
L'étape de génération du maillage est très importante dans la simulation car elle influera sur la précision du calcul, et le temps mis en œuvre. Un maillage raffiné donnera des résultats plus précis mais prendra un temps de calcul très grand, alors qu'un maillage non raffiné peut donner de mauvais résultats qui peuvent même être faux, mais prendra un temps de calcul plus petit, ce qu'il faut envisager dans ce cas de figure c'est faire un compromis entre le temps de calcul et la précision, et donc prendre un maillage qui donnera des résultats satisfaisants et ne nécessite pas une énorme durée de calcul.

Afin de générer ce maillage on utilise un outil inclus dans le logiciel de simulation qui nous permettra de choisir entre les deux types de générations automatiques de maillage, dont le maillage structuré et le maillage non structuré.

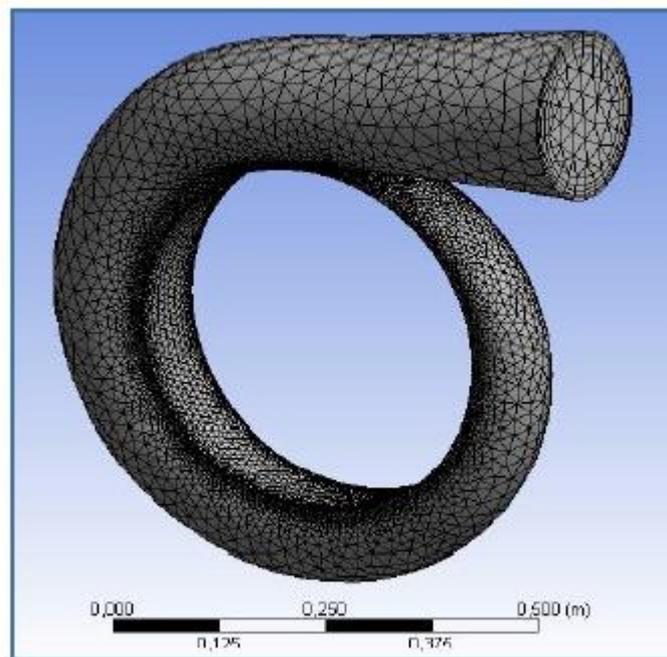
Le maillage structuré est un maillage qui divise le domaine de calcul en éléments géométriques simples et identiques et donc peut être considéré comme une contrainte dans certaines configurations géométriques de la simulation.

Le maillage non structuré est un maillage qui prend en considération la configuration géométrique du problème et donc crée arbitrairement une grille de maillage non identique qui peut être raffiné sur certains recoins de la géométrie et non raffiné sur d'autre.

Une combinaison des deux types de maillage peut aussi être utilisée, comme par exemple employer un maillage structuré pour la roue (figure III.6) et un maillage non structuré pour la volute (figure III.7) qui donne de bons résultats de calcul dont on peut s'inspirer pour nos simulations.



**Figure III.6 :** Représentation d'un maillage sur la roue d'une pompe centrifuge



**Figure III.7 :** Représentation d'un maillage non structuré d'une volute

### III.2.3. Les conditions aux limites

La résolution des équations différentielles nécessitent toujours des conditions aux limites s'appliquant par rapport à l'espace ou des conditions initiales s'appliquant par rapport au temps. Les méthodes numériques utilisées dans les logiciels de simulation comme la méthode des éléments finis ou la méthode des volumes finis sont des méthodes qui tendent à trouver des solutions approchées aux problèmes modélisés par des équations différentielles.

Dans le code de calcul utilisé pour la résolution des équations différentielles du problème on utilise la méthode des éléments finis, il tendra après plusieurs itérations à donner des solutions de plus en plus convergentes (figure III.8) et stables sur une valeur unique qui est la solution aux problèmes modélisés par les équations de transport dont l'équation de continuité et de Navier-Stokes.

Les conditions aux limites proposées par les logiciels de simulation sont les conditions de pression ou débit qui peuvent être appliqué à l'entrée ou à la sortie. Dans nos simulations on utilisera généralement la condition de pression à l'entrée et la condition de débit à la sortie, malgré le temps de calcul qui peut être relativement long cela donne des résultats plus satisfaisants que si on aurait utilisé la condition de débit à l'entrée et la condition de pression à la sortie.

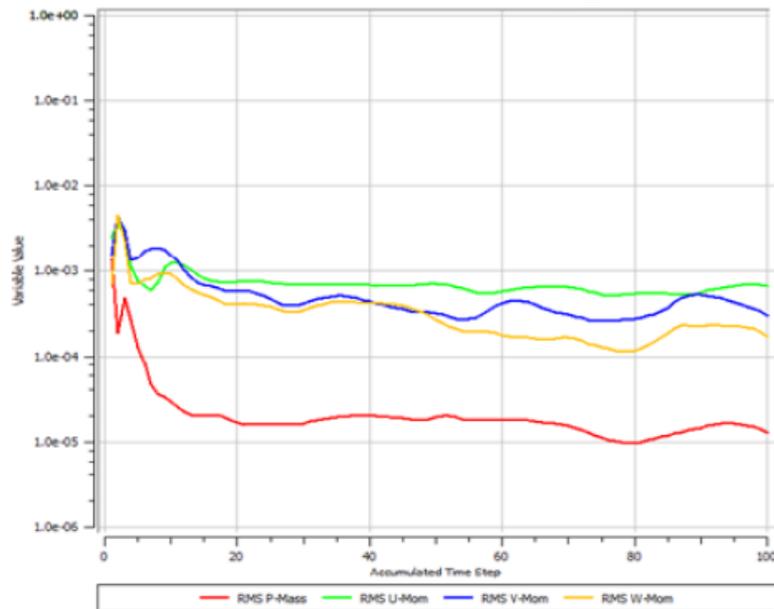


Figure III.8 : Exemple de convergence des résultats d'une simulation

### III.2.4. Choix du modèle de turbulence

Les équations de conservation sont insuffisantes pour modéliser la turbulence que l'on trouve souvent dans les turbomachines, donc pour y remédier on utilise les équations moyennées de conservation avec un modèle de résolution qui dépendra de la nature physique du problème, la qualité des résultats attendu et la puissance de calcul disponible.

Nous disposons de plusieurs modèles de résolution comme le modèle  $\mathbf{k}-\boldsymbol{\varepsilon}$  et le modèle  $\mathbf{k}-\boldsymbol{\omega}$  qui sont les plus utilisés dans la simulation. Dans notre cas on a choisit d'utiliser le modèle  $\mathbf{k}-\boldsymbol{\varepsilon}$  qui donne de bons résultats surtout quand il y a des phénomènes de décollement de la couche limite et qui se produisent souvent loin de la paroi dans les écoulements des turbomachines.

### III.2.5. Résultats de simulation

La dernière étape de la simulation consiste à récupérer et analyser la solution du problème présenté par le logiciel de calcul sur des graphes ou sur des figures représentant la répartition des différents paramètres de sortie de la simulation tels que la pression statique, la vitesse, les lignes de courant ou la température en chaque point de la pompe centrifuge.

D'autres logiciels de traitement des données peuvent aussi être utilisés pour cette dernière étape, comme le logiciel Tecplot ou le logiciel Grapher qui permettent, en exportant les données, de présenter les résultats de calcul sous des formes variées.

### III.3. Validation

Afin de valider la démarche utilisée dans nos simulations, nous allons comparer les résultats de la simulation que nous avons faite en suivant les étapes rédigées dans l'article de Sagban et Gangadharan [15], avec les résultats de ce dernier.

Les étapes de cette simulation sont présentées dans les paragraphes qui suivent :

#### III.3.1. Prétraitement de la simulation

Dans cette étape nous allons réaliser la géométrie que l'on va utiliser dans la simulation. Et pour cela on doit choisir les mêmes paramètres qui ont été pris dans l'article de Sagban et Gangadharan [15] afin d'avoir des résultats satisfaisants qui seront similaires à ceux trouvées dans cette article.

Les paramètres utilisés pour la roue et la volute sont présentées dans les deux tableaux suivants :

Parametres	Valeurs
Débit volumique	0.251 m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
Hauteur	42.6 m
Vitesse de rotation	1400 rpm
Rendement	61 %
Diametre intérieur	255.7 mm
Diametre extérieur	430.6 mm
Diametre du moyeu	77.2 mm
Angle intérieur	20.68°
Angle extérieur	14.2°
Epaisseur de l'aube	12.9 mm
Nombre d'aubages	7
Largeur extérieur	60.5 mm

**Tableau III.1** : Valeurs des différents paramètres de la roue

Parametres	Valeurs
Largeur interieur	114.3 mm
Dégagement de l'eau-de-coupe (cutwater)	23.5 mm
Epaisseur de l'eau-de-coupe (cutwater)	9 mm
Diametre hydrodynamique de sortie	215.1 mm

**Tableau III.2** : Valeurs des différents paramètres de la volute

Après avoir créé la géométrie de la pompe, nous continuons le prétraitement de la simulation par la génération automatique d'un maillage qui sera de type structuré dans la roue et de type non structuré dans la volute, telle que ça a été utilisé dans l'article de Sagban et Gangadharan [15].

Le nombre total d'éléments et de nœuds que contient le maillage de la roue et de la volute et qui a été généré dans notre simulation, est présenté dans le tableau suivant :

Nombre total de noeuds	Nombre total d'éléments
366336	335637

**Tableau III.3 :** Nombre total d'éléments et de nœuds dans notre simulation

### III.3.2. Solveur de la simulation

La résolution des équations de transport utilisées pour l'écoulement de l'eau dans la pompe centrifuge, sera faite durant cette deuxième étape où on choisira comme conditions aux limites un débit de  $0,251 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$  à l'entrée de la pompe et une pression de 1 atm à sa sortie. La turbulence qui est très répondeu dans les turbomachines sera gérée par les équations moyennées de conservation et en utilisant de la méthode  $\mathbf{k}-\epsilon$  qui donnera une bonne précision de calcul.

Durant cette étape nous avons suivis la démarche utilisée dans l'article de Sagban et Gangadharan [15] afin de rapprocher nos résultats des ceux de ces derniers. La durée moyenne de temps estimé pour nos calculs est de 2h, ce qui a conduit à avoir des résultats satisfaisants dont on va parler dans les prochains paragraphes.

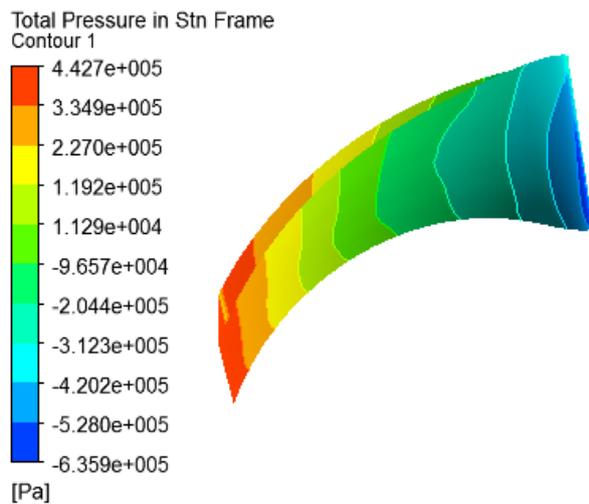
### III.3.3. Post-traitement de la simulation

Après que le calcul soit terminé, on récupère les résultats sous forme de figures qui représentent les différentes répartitions de la pression statique et de la vitesse en chaque point de la pompe. Pour la comparaison de nos résultats avec ceux de l'article de Sagban et Gangadharan [15] on présente la répartition de la pression statique et de la vitesse sous une vue méridienne (Figure III.13 –III.16) du canal et avec des figures donnant leurs répartitions autour d'une pale (Figure III.9-III.12).

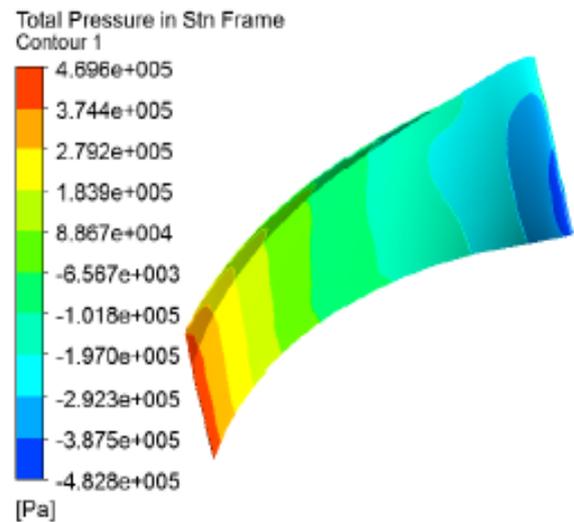
On remarque que dans nos résultats et dans ceux de l'article de Sagban et Gangadharan [15] qu'il y a des régions dans la pompe où on trouve des valeurs de pressions négatifs, cela

est due à la référence de pression choisie à 1 atm dans notre simulation et dans celle l'article, et donc les pressions négatives ne sont rien d'autres que des pressions relatives, qui dans l'absolu sont inférieure à la pression de référence prise à 1 atm.

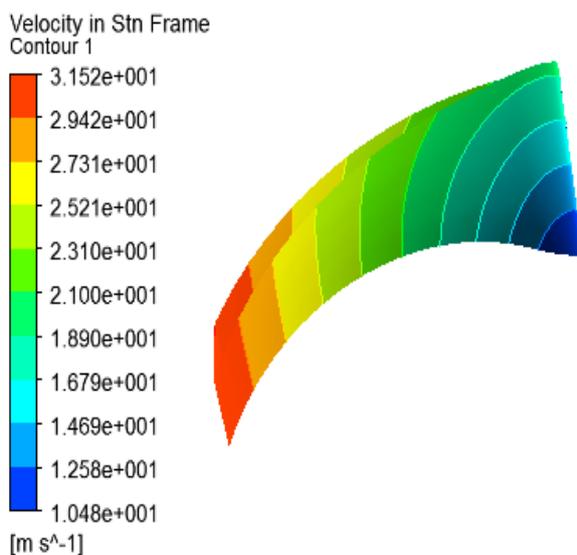
Nos résultats ont été satisfaisants et très proches de ceux de l'article de Sagban et Gangadharan [15].



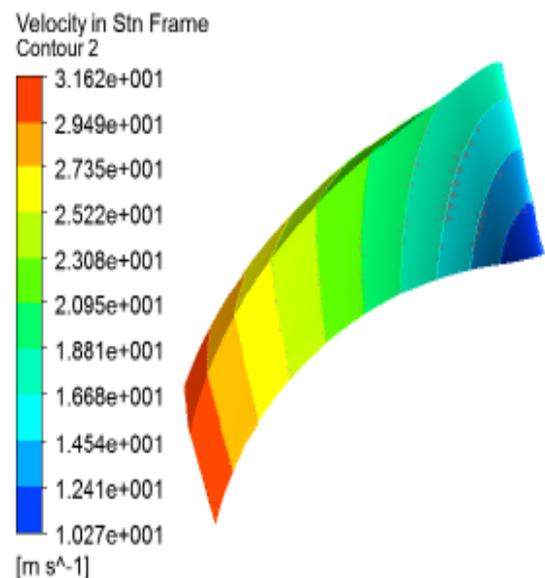
**Figure III.9 :** Répartition de la pression statique autour de la pale dans nos résultats de simulation



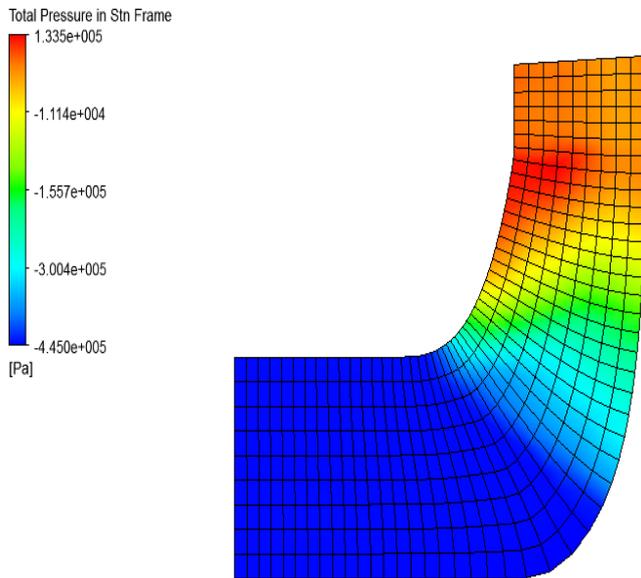
**Figure III.10 :** Répartition de la pression statique autour de la pale dans les résultats de l'article de référence



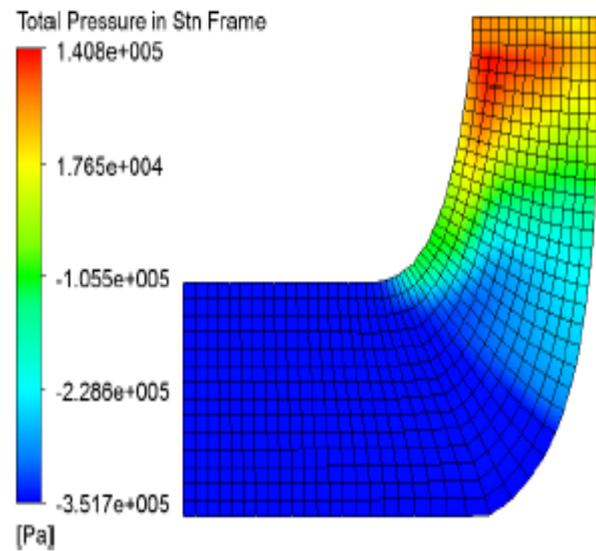
**Figure III.11 :** Répartition de la vitesse autour de la pale dans nos résultats de simulation



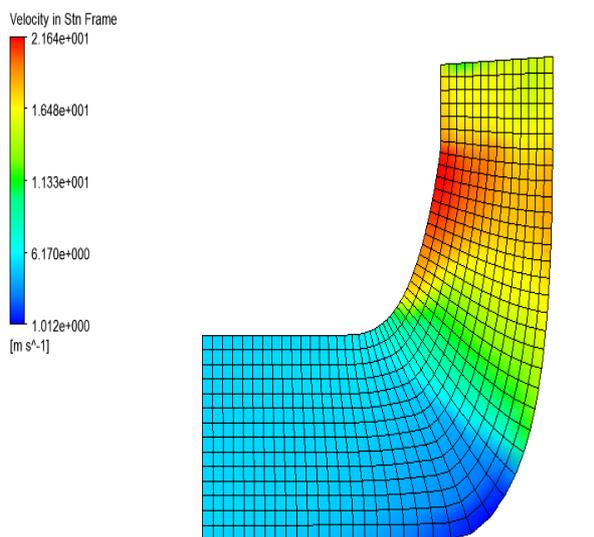
**Figure III.12 :** Répartition de la vitesse autour de la pale dans les résultats de l'article de référence



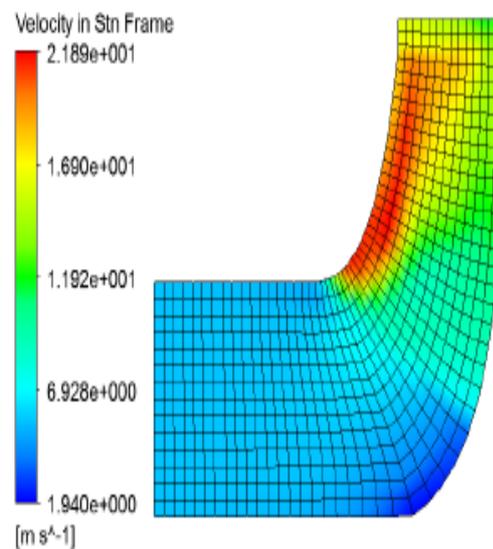
**Figure III.13 :** Répartition de la pression statique sous une vue méridienne du canal dans nos résultats de simulation



**Figure III.14 :** Répartition de la pression statique sous une vue méridienne du canal dans les résultats de l'article de référence



**Figure III.15 :** Répartition de la vitesse sous une vue méridienne du canal dans nos résultats de simulation



**Figure III.16 :** Répartition de la vitesse sous une vue méridienne du canal dans les résultats de l'article de référence

### **III.4. Conclusion**

Ce chapitre peut être comparé à une clé de voute qui nous permettra d'aborder aisément le chapitre suivant en ayant la certitude que notre démarche utilisée dans la simulation est fiable. Dans le début de ce chapitre, on a présenté les différentes étapes que l'on trouve le plus souvent en simulation, puis on les a appliquées dans un exemple en suivant les mêmes paramètres que l'article de Sagban et Gangadharan [15], et avec ça on a pu avoir de bons résultats qui ont été similaires à ceux de cet article, ce qui nous a permis de valider notre méthodologie de simulation.



**Chapitre IV :**

**Simulation du pétrole dans  
une pompe centrifuge**



# Simulation du pétrole dans une pompe centrifuge

## IV. 1. Introduction

Après avoir validé notre méthode de simulation dans le chapitre précédent, nous allons pouvoir procéder dans ce chapitre à la simulation de l'écoulement de l'eau puis du pétrole dans une pompe centrifuge sous les mêmes conditions, dont une géométrie et des conditions aux limites similaires, afin de pouvoir comparer l'utilisation des deux fluides qui sont considérés comme newtoniens (le pétrole liquide est considéré newtonien dans ces conditions [21]) et dont les viscosités sont différentes, pour aboutir à des conclusions sur l'effet de la viscosité dans les performances d'une pompe centrifuge.

## IV.2. Prétraitement

### IV.2.1. Géométrie de la simulation

Afin de pouvoir mener à terme ce travail, il a été judicieux de travailler sur une pompe centrifuge dont les caractéristiques géométriques sont connues et donner par [25] (Figure IV.1). Les courbes caractéristiques de la pompe sont aussi disponibles (Annexe).

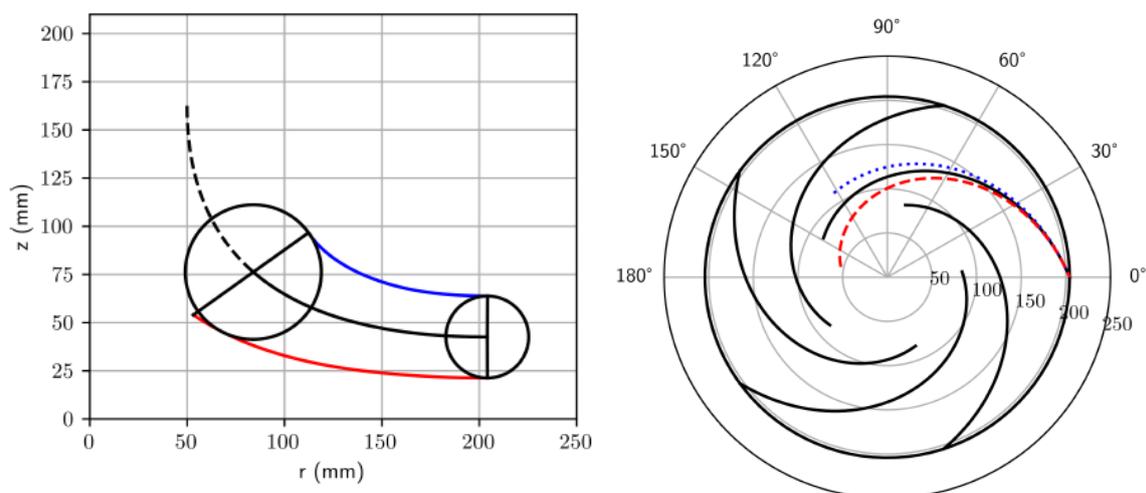


Figure IV.1 : Vue méridienne et vue de face de la roue

La géométrie à utiliser afin de simuler un écoulement d'eau et de pétrole doit être la même, en employant les mêmes paramètres de conception, qui serviront en premier lieu à générer la géométrie 2D (figure IV.2) comme cela a été fait dans le chapitre précédent, puis à générer la géométrie 3D de la roue (figure IV.3) et de la volute (figure IV.4), qui sera utilisé pour le calcul de la simulation.

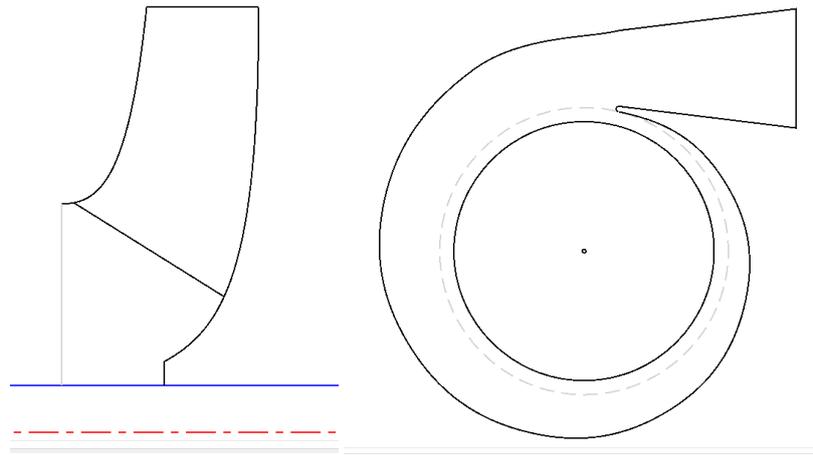
Les valeurs des paramètres à entrer dans logiciel de conception sont mises dans les deux tableaux suivants :

Parametres	Valeurs
Largeur interieur	102.8 mm
Dégagement de l'eau-de-coupe(cutwater)	22.2 mm
Epaisseur de l'eau-de-coupe (cutwater)	8.6 mm
Diametre hydrodynamique de sortie	168.4 mm

**Tableau IV.1** : Valeurs des paramètres de la volute

Parametres	Valeurs
Débit volumique	0.1638 m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
Hauteur	49 m
Vitesse de rotation	1470 rpm
Rendement global	81 %
Rendement hydraulique	90.6 %
Rendement volumétrique	94.6 %
Rendement mécanique	94.5 %
Angle intérieur	21.9°
Angle extérieur	11.62°
Epaisseur de l'aube	12.2 mm
Nombre d'aubages	5
Largeur extérieur	51.8 mm
Diametre intérieur	175.5mm
Diametre extérieur	408mm

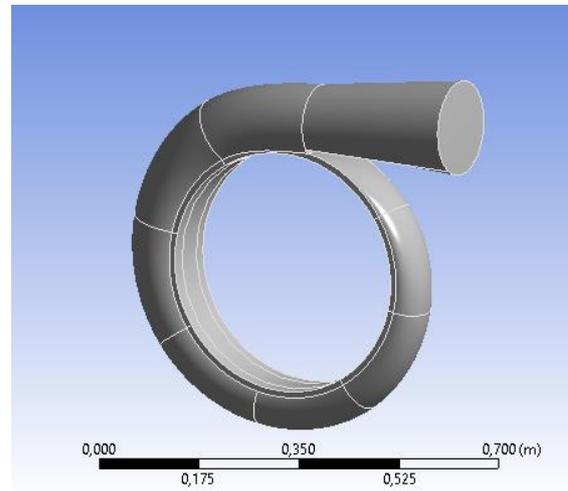
**Tableau IV.2** : Valeurs des paramètres de la roue



**Figure IV.2 :** Conception 2D de la géométrie



**Figure IV.3 :** Conception 3D de la roue



**Figure IV.4 :** Conception 3D de la volute

### IV.2.2. Maillage de la simulation

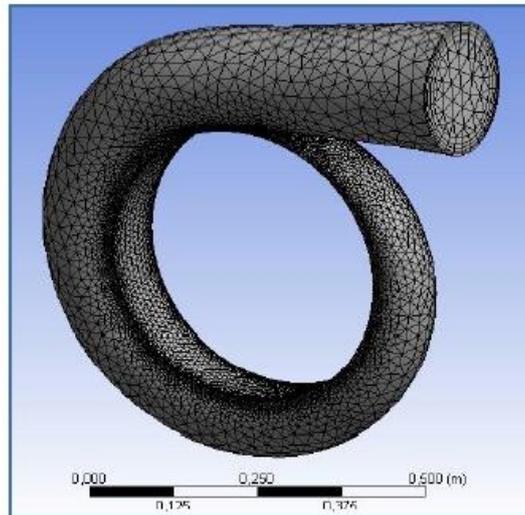
Le maillage que l'on va générer pour notre simulation sera pris de la même façon que le maillage du chapitre précédent qui était de type structuré dans la roue, et de type non structuré dans la volute (figure IV.5).

Ce maillage généré automatiquement nous donnera un temps de calcul presque identique à celui du chapitre précédent qui était d'une durée de 2h, tout en donnant une bonne précision de calcul.

Le nombre d'éléments et de nœuds que contiennent chacune de la roue et de la volute est présenté dans le tableau suivant :

	Nombre de noeuds	Nombre d'éléments
Pour la roue	175188	159325
Pour la volute	63485	183774

**Tableau IV.3 :** Nombre d'éléments et de noeuds dans la roue et la volute



**Figure IV.5 :** le maillage non structuré qui a été choisit pour la volute

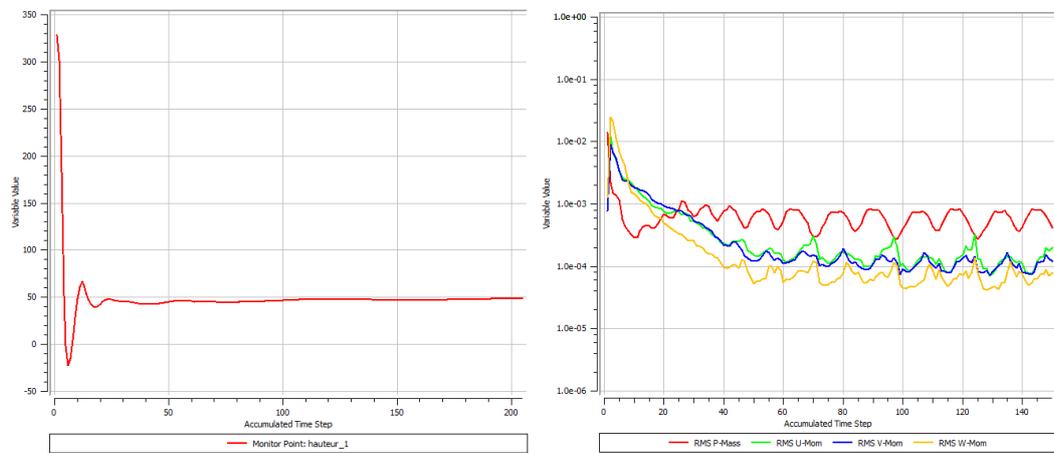
### IV.3. Solveur

Dans cette partie nous choisirons comme conditions aux limites une pression de 1 atm à l'entrée de la pompe et un débit volumique de  $0.1638 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  à sa sortie, afin de mieux rapprocher nos résultats de la réalité, car on trouve souvent une pression de 1 atm à l'entrée d'une pompe, alors que la fixer sur sa sortie puis avoir une différence de pression avec celle de l'entrée, n'est destiné que pour le calcul théorique. On remarque que dans le chapitre précédent on avait mis la condition de pression à 1 atm à la sortie de la pompe, au lieu de l'entrée, car il fallait suivre les mêmes étapes et les mêmes paramètres pris par Sagban et Gangadharan [15] pour avoir des résultats similaires, cependant cette condition donne moins de précision sur les caractéristiques réelles de la pompe.

La masse volumique et la viscosité dynamique de l'eau sont de  $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  et de  $1 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$  respectivement, alors que pour le pétrole, sa masse volumique et sa viscosité dynamique sont prises à  $1050 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  et à  $50,4 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$  respectivement, telles que ça a été pris dans l'article de Wen-Guang [17] car il existe plusieurs variétés de pétrole dont les masses volumiques et les viscosités dynamiques sont différentes.

Après avoir choisit les différents paramètres comme ceux liés à la turbulence dont la simulation utilisait le modèle  $\mathbf{k} - \epsilon$ , nous lançons les calculs pour la pompe centrifuge utilisant l'eau puis pour celle utilisant le pétrole, et on remarque la convergence et la stabilité des

résultats qui représente un facteur de fiabilité des calculs et qui commence à partir de 150 itérations pour ce qui concerne l'eau (figure IV.6).

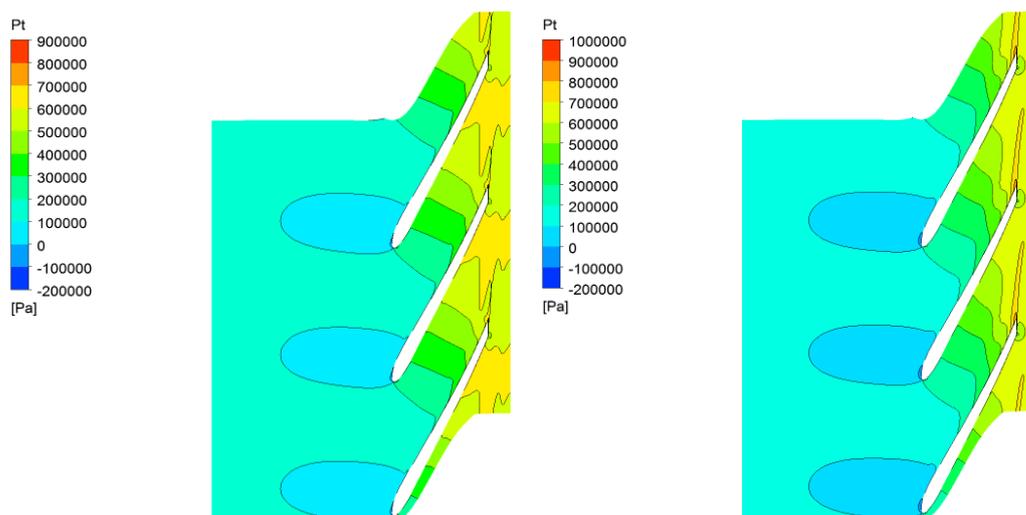


**Figure IV.6 :** Représentation de la convergence du calcul lié aux simulations

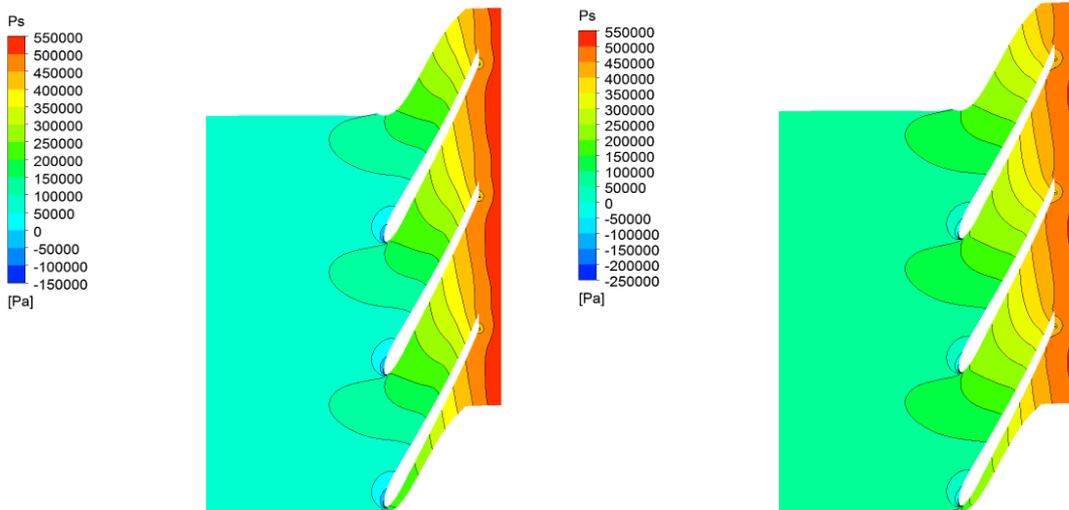
#### IV.4. Résultats et discussions

Après avoir terminé le calcul, les résultats ont été récupérés sous forme de figures et de graphes qui donnent les différentes répartitions des pressions et des vitesses dans la pompe centrifuge.

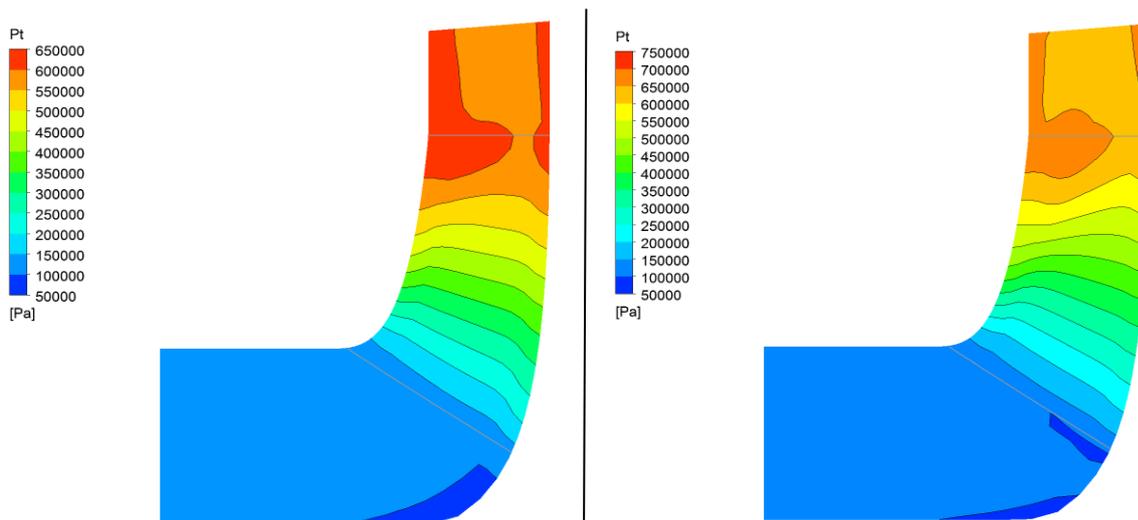
##### IV.4.1. Distribution de pression dans la roue



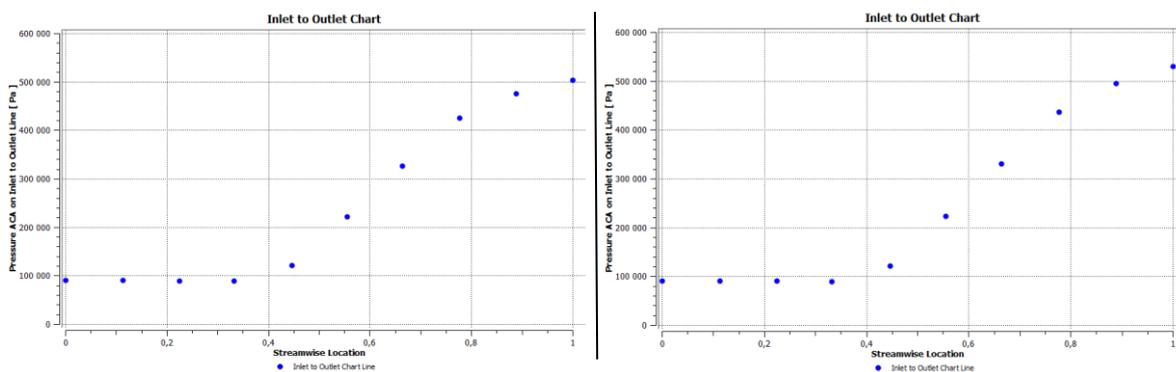
**Figure IV.7 :** Répartition de la pression totale aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole



**Figure IV.8 :** Répartition de la pression statique aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole



**Figure IV.9 :** Répartition de la pression totale en canal méridien : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole

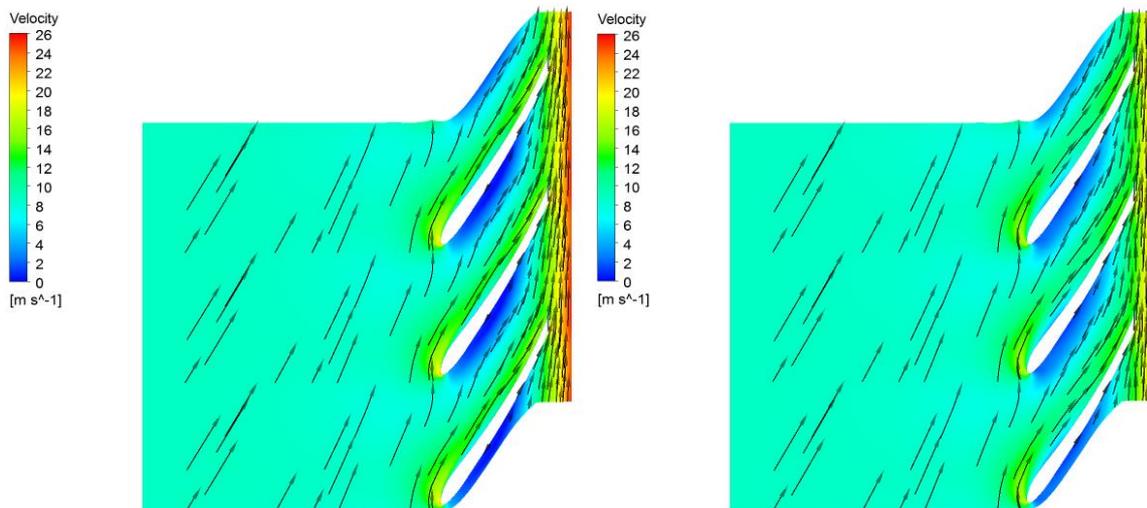


**Figure IV.10 :** Évolution la pression totale dans la roue : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole

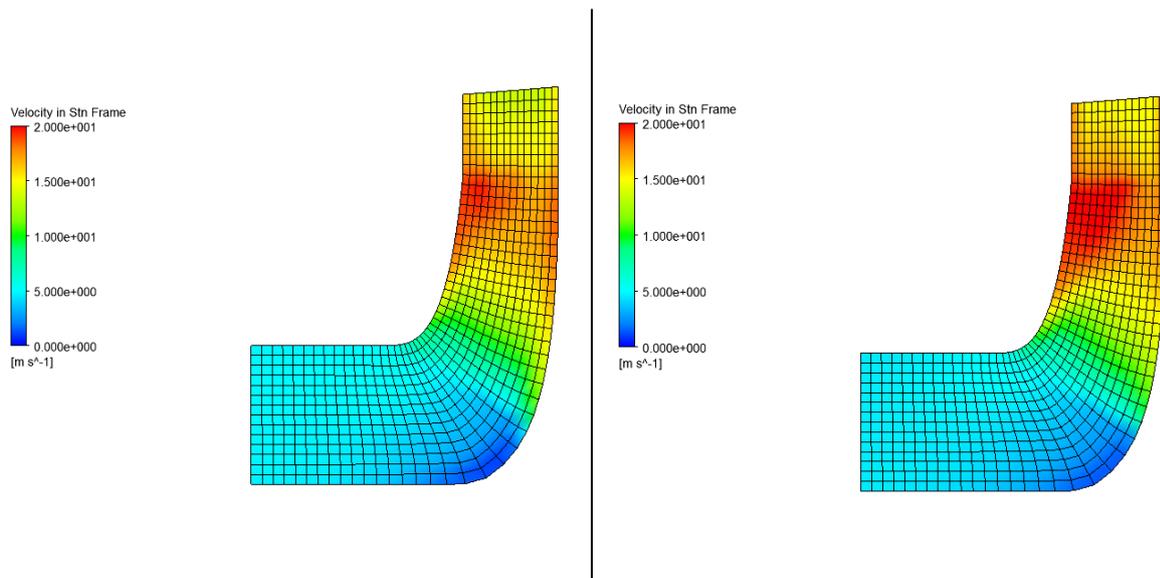
La distribution de pression totale et statique dans le canal aubes à aubes (Figure IV.7 et IV.8) et dans le canal méridien (Figure IV.9) est présentée pour le cas d'une pompe aspirant de l'eau et du pétrole respectivement. L'évolution de la pression dans la roue pour les deux fluides est aussi donnée dans la Figure IV.10. Dans les deux cas étudiés, c'est-à-dire aspiration de l'eau ou de pétrole, la pression ne fait qu'augmenter de l'entrée de la pompe jusqu'à sa sortie. On remarque une légère baisse de la pression à la fin du canal qui est due à la recirculation de l'eau dans la volute, qui freine le fluide venant du canal inter-aubage, et au divergent se trouvant dans la volute qui réduit la vitesse et augmente la pression statique. Cette augmentation de la pression totale et de la vitesse se voit aussi autour des pales où elles augmentent du bord d'attaque jusqu'au bord de fuite.

Il a été constaté que la pression de sortie est légèrement supérieure dans la pompe aspirant du pétrole comparativement à celle aspirant de l'eau.

#### IV.4.2. Distribution de vitesse dans la roue



**Figure IV.11** : Répartition de la vitesse aubes à aubes : à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole



**Figure IV.12** : Répartition de la vitesse méridienne: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole

Pour la vitesse, il peut être observé que la vitesse est largement supérieure à la sortie de la pompe dans la zone entre la roue et la volute. D'une autre part la vitesse à l'entrée de la roue est inférieure et augmente brutalement à la sortie du canal inter-aubages. La distribution de vitesse dans la roue est présentée dans les Figures IV.11 et IV.12.

#### IV.4.3. Distribution de pression dans la volute

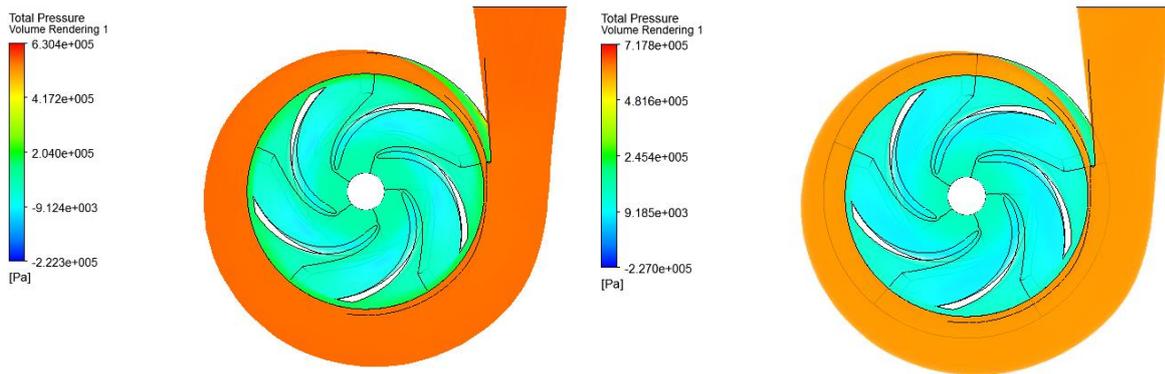
Dans cette partie nous nous intéresserons aux champs de vitesse et de pression dans la pompe y compris la volute. Dans la figure IV.13, la répartition de la pression totale est illustrée dans la roue et la volute. Comme il a été déjà observé une augmentation de la pression graduelle est observée de l'entrée jusqu'à la sortie de la pompe.

#### IV.4.4. Distribution de vitesse dans la volute

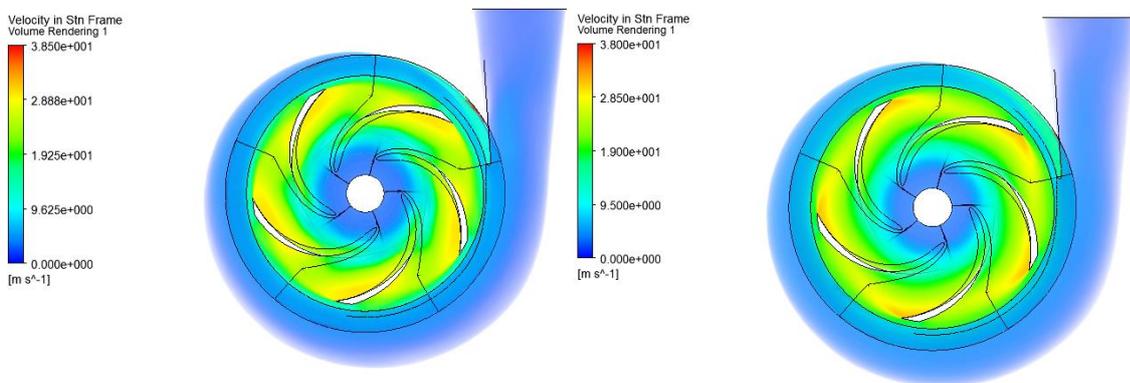
La figure IV.14 illustre quant à elle la répartition du champ de vitesses dans la pompe, il est observé que la vitesse augmente brusquement de l'entrée à la sortie de la roue. Toutefois, un ralentissement du fluide est observé dans la volute.

#### IV.4.5. Ligne de courant dans la volute

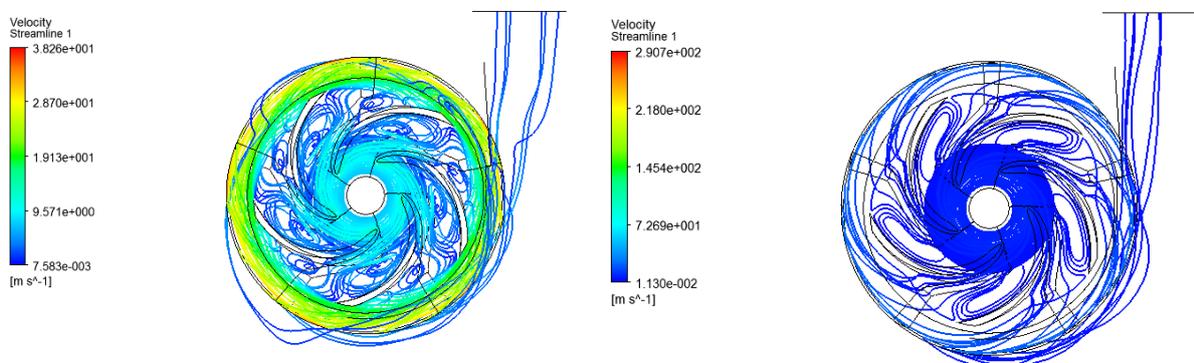
Dans la figure IV.15, il a été trouvé nécessaire de donner la répartition des lignes de courants dans le cas d'une pompe aspirant de l'eau et du pétrole.



**Figure IV.13 :** Répartition de la pression totale dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole



**Figure IV.14 :** Répartition de la vitesse dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole



**Figure IV.15 :** Ligne de courant dans la volute: à gauche pour l'eau et à droite pour le pétrole

Les maximums des pressions et des vitesses enregistrés dans la pompe dans le cas de l'aspiration de l'eau et de l'aspiration de pétrole ont été comparés dans les tableaux IV.4 et IV.5, respectivement.

Pression maximale dans la roue (eau)	630362
Pression maximale dans la roue (pétrole)	717845

**Tableau IV.4 :** Valeurs des pressions dans la roue dans le cas de l'eau et du pétrole

Vitesse maximale dans la roue (eau)	38.5 m/s
Vitesse maximale dans la roue (pétrole)	38 m/s

**Tableau IV.5 :** Valeurs des vitesses dans la roue dans le cas de l'eau et du pétrole

#### IV.4.6. Les différentes courbes caractéristiques

Les courbes caractéristiques représentant l'évolution de la hauteur en fonction du débit volumique d'une pompe centrifuge, peuvent être tracées par le logiciel de simulation pour les différents fluides utilisés dont le pétrole et l'eau ayant des viscosités différentes.

Ces deux courbes seront comparées avec une courbe qui est obtenue expérimentalement pour une pompe ayant la même géométrie que celle de notre simulation et travaillant avec de l'eau. Cette courbe tracée expérimentalement est prise du livre de Florent Ravelet[25] et nous donnera un aperçu sur la précision de nos calculs.

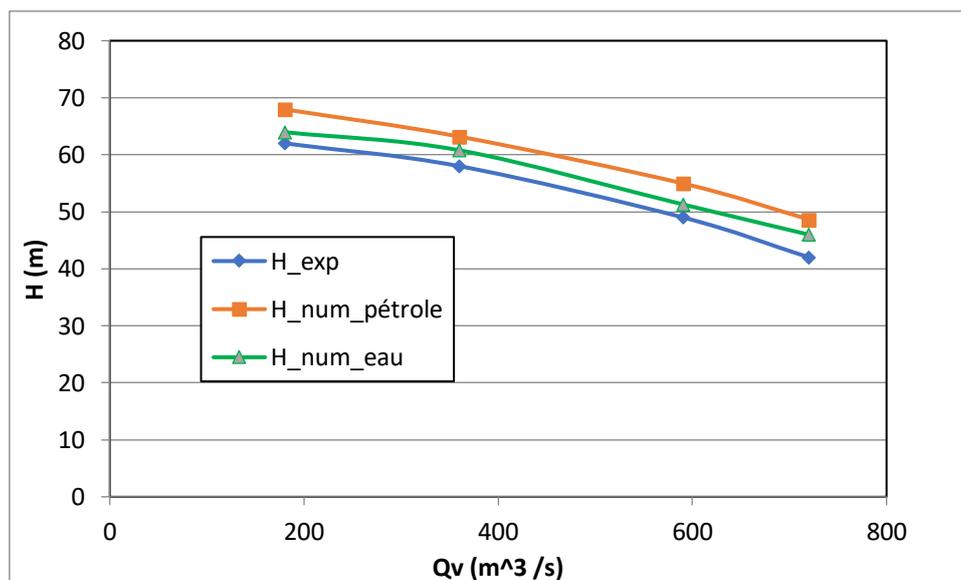
Dans la figure IV.16, la courbe caractéristique expérimentale est représentée en bleu, la courbe caractéristique de la simulation de l'eau dans la pompe est représentée en vert, et la courbe caractéristique de la simulation du pétrole dans la pompe est représentée en rouge.

On remarque que la courbe caractéristique de la simulation de l'eau dans la pompe est légèrement au-dessus de la courbe caractéristique expérimentale ou l'erreur de calcul est inférieure à 10%, et donc confirme les bons résultats de notre simulation.

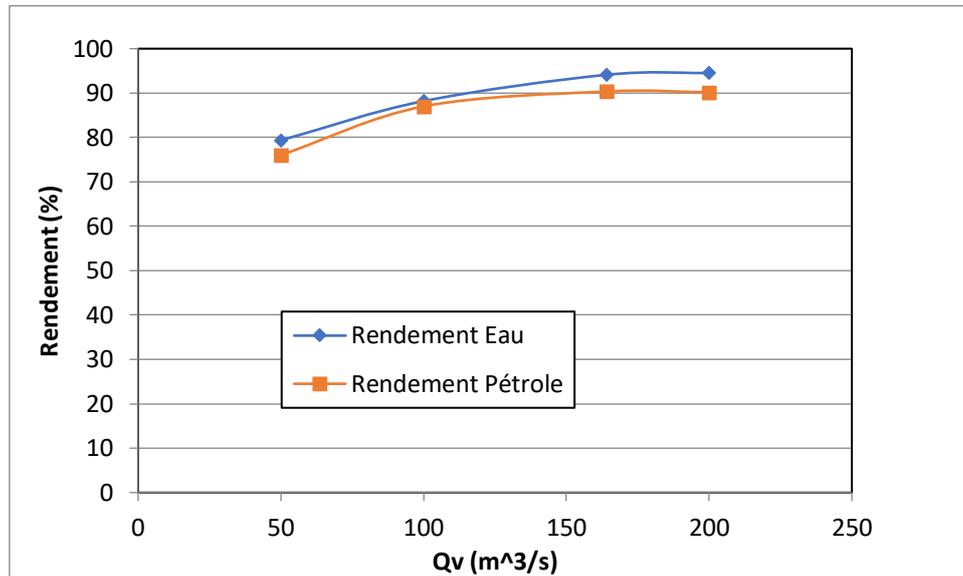
On remarque aussi que la courbe caractéristique de la simulation du pétrole dans la pompe est au-dessus de celle de la simulation de l'eau. Cela a aussi été observé dans les articles de Wen-Guang [17] et Shajaeefard *et al.* [19] expliquant ce phénomène par la diminution du facteur de glissement à la paroi, et à la laminarisation de l'écoulement en augmentant la viscosité, car en diminuant ce facteur de glissement, il en résulte une meilleure adhérence et donc une meilleure transmission de l'énergie, et que la turbulence fait dissiper l'énergie, donc en transformant l'écoulement turbulent en laminaire, cela augmente la hauteur.

Cependant, une petite augmentation de la viscosité entrainera plus de pertes de charge et donc une diminution de la hauteur, l'augmentation de cette dernière n'est possible que pour des viscosités très grandes, comme cela a été démontré dans l'article de et Shajaeefard *et al.* [19].

La figure IV.17 montre l'évolution des rendements globaux de la pompe aspirant de l'eau et du pétrole en fonction du débit. Dans cette figure, et contrairement aux courbes caractéristiques des hauteurs (IV.16) il a été observé que le rendement de l'eau est supérieur au rendement de la pompe aspirant le pétrole car comme il a été expliqué dans l'article de Wen-Guang [17] la puissance fournie au niveau de l'arbre de la pompe sera plus grande pour le pétrole à cause de sa viscosité. Ces mêmes résultats ont été observés expérimentalement par Wen-Guang [17].



**Figure IV.16 :** Représentation des hauteurs en fonction du débit : Courbe expérimentale, courbes numériques obtenues pour l'eau et le pétrole



**Figure IV.17 :** Représentation des rendements en fonction du débit : Courbes numériques obtenues pour l'eau et le pétrole

## IV.5. Conclusion

Dans ce mémoire, on a simulé puis présenté les différents résultats liés à l'écoulement de l'eau et du pétrole dans une pompe centrifuge, dont la répartition des pressions et des vitesses qui ont été observé avec la même allure pour les deux fluides de la simulation. Puis on a donné les différentes courbes caractéristiques qui ont été satisfaisantes et qui nous ont renseignées sur l'effet des grandes viscosités sur les performances d'une pompe.

# **Conclusion générale**



## Conclusion générale

L'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. En effet, d'une part, la simulation numérique est utilisée dans la recherche afin d'aider à minimiser le coût financier et l'effort dépensé pour la réalisation de l'expérience permettant ainsi d'aboutir à des conclusions recherchées. D'une autre part, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure.

L'objectif de notre travail est l'étude numérique tridimensionnelle des écoulements internes dans les turbomachines. L'exploitation de ces résultats dans le futur sert au dimensionnement et à la conception des turbomachines.

Notre démarche de simulation a été validée par un article de la référence bibliographique et nos résultats ont été donc en bon accord avec les résultats de la littérature.

Une fois la démarche de simulation a été validée, une campagne de simulation a été menée sur deux fluides différents à savoir : l'eau et le pétrole. Les résultats des simulations numériques ont été présentés sous formes de distribution des champs de pressions et de vitesses dans la géométrie étudiée. Les résultats présentés nous ont permis d'analyser l'écoulement du pétrole et d'étudier l'effet de la viscosité sur les performances d'une pompe centrifuge.

Les courbes caractéristiques ont été tracées par le logiciel de simulation alors qu'elles sont plus souvent connues pour être tracées expérimentalement, ce qui représente une avancée dans cet axe. Un bon accord est observé avec les résultats obtenus expérimentalement. La répartition des pressions et des vitesses ont aussi été données par le logiciel de simulation et nous permettent ainsi de décrire et d'analyser l'écoulement du pétrole dans chaque région de la pompe centrifuge, ce qui est pratiquement impossible d'avoir par la mesure.

D'autres simulations peuvent aussi être effectuées à l'avenir, nous proposons par exemple la simulation de l'écoulement du pétrole dans une pompe centrifuge sans tenir compte du caractère newtonien du fluide, comme ça a été considéré dans notre simulation, mais un fluide viscoplastique ou un fluide thixotrope dont le modèle rhéologique dépend du pétrole étudié.



# **Références bibliographiques**



## Références bibliographiques

- [1]. M. Asuaje, Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible. Thèse de doctorat en Mécanique, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers, Paris, 2001.
- [2]. A. AbdEllatif, Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une Pompe centrifuge par le logiciel CFX. Mémoire magister en mécanique, Option simulation mécanique, Université Hassiba Ben Bouali, CHLEF.
- [3]. M. Moustafa, Simulation de l'écoulement de l'air dans la roue d'un compresseur centrifuge. Mémoire magister en génie mécanique, Option simulation numérique, Université HASSIBA BEN BOUALI CHLEF, 2011.
- [4]. Christophe BESSON, Entraînement des pompes centrifuges à vitesse variable pour réduire la consommation d'énergie. Séminaire sur les entraînements électriques, Yverdon-les-Bains, 2015.
- [5]. L. Mazouzi, Z. Sayah, Etude de défaillance d'une pompe centrifuge à eau de type GUINARD HP. Mémoire magister en génie mécanique, Option énergétique, 2016.
- [6]. Marwan Chamoun, Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température. Thèse de doctorat en thermique et énergétique, L'Institut national des sciences appliquées de Lyon, 2012.
- [7]. R. Rey, Eléments dimensionnant et architectures des machines tournantes. Cours donné à l'ENSAM. Paris.
- [8]. M. Zahi, Simulation numérique de l'écoulement interne dans une pompe centrifuge avec CFX, Mémoire magister en génie mécanique, Option énergétique, Université Hassiba Ben Bouali CHLEF, 2008.
- [9]. R. Rey et F. Bakir, AERO-HYDRODYNAMIQUE INTERNE DES MACHINES, Tome III : MACHINES CENTRIFUGES ET HELICO CENTRIFUGES. 2008.
- [10]. M.S. Ajith et M.I. Jeoju, design and analysis of centrifugal pump impeller using ANSYS Fluent, International journal of science engineering and technology research (IJSETR), 2015, Numéro 10, Volume 4, P:3640-3643.

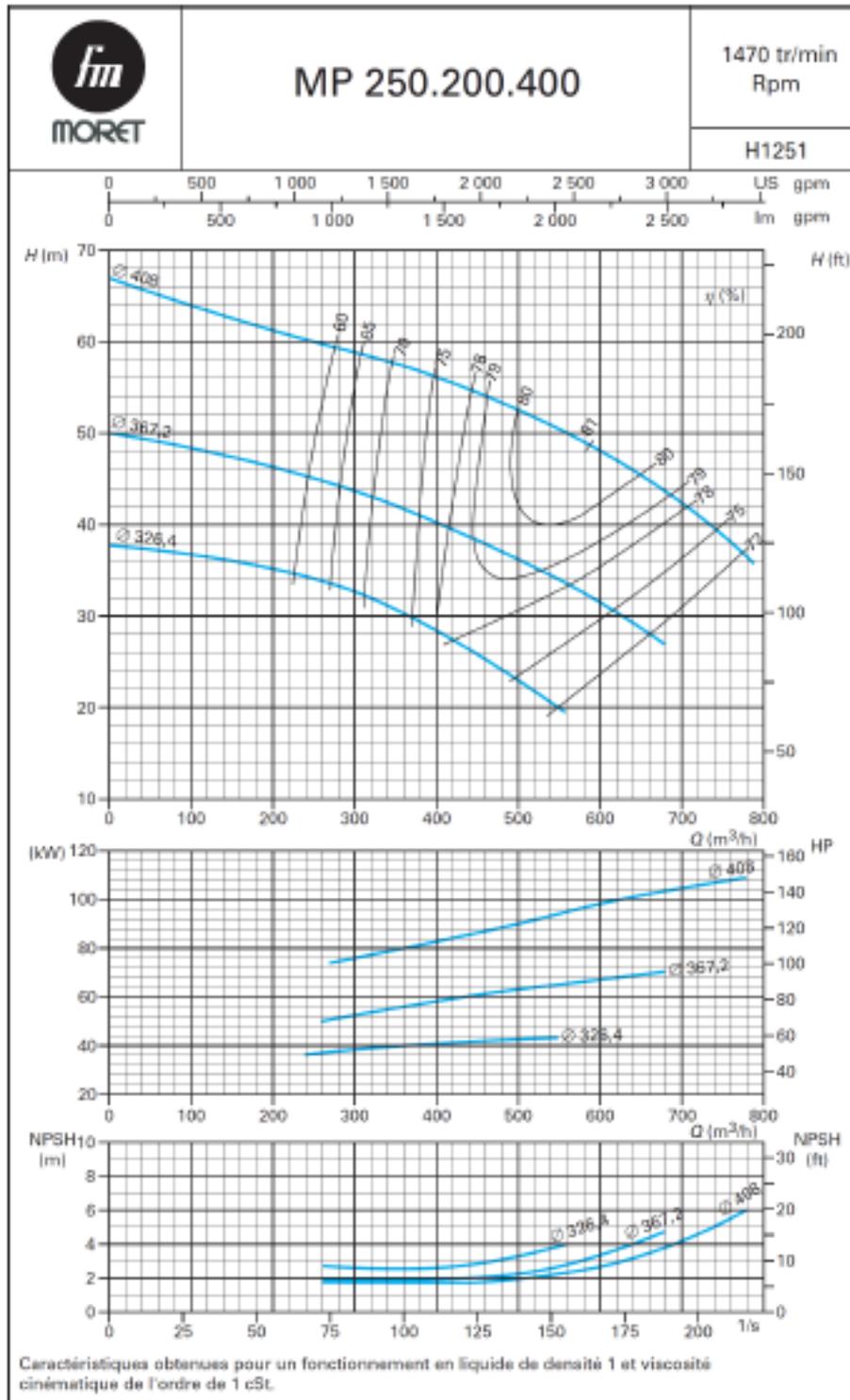
- [11]. H.RanasamyetP.Prakash, CFD approach in the design of radial flow centrifugal pump impeller, International journal of scientific engineering and applied science, 2015. Numéro 5, volume 1, P:500-503.
- [12].R.Kaul, CFD analysis of centrifugal pump impeller of various designs and comparaisn of numerical resultats for various models, International journal of Curent engineering and technology, 2016. Numéro 4, P:192-196.
- [13]. S.S.Kulkarni, Parametric study of centrifugal pump and its performance analysis using CFD, International journal of energing technology and advanced engineering, 2014. Numéro7, Volume4, P:155-161.
- [14]. J. H. Kim, K.T. Oh, K.B Pyunet al, Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computationnel fluid dynamics, IOP Conference series: Earth and environnement, 2012, P:1-9.
- [15].M.K. Sagban et S.N.Gangadharan, A multi objective hydrodynamic design optimization of a centrifugal pump, 56th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structure, Structural dynamics, and materials conference. 2015, P:1-14.
- [16]. A.I. Bellary, A. Husain, A. Samad et al,Performance optimization of centrifugal pump for crude oil delivery,The journal of engineering research (TJER). 2018, Numéro 1, Volume 15, P:89-101.
- [17]. Wen-Guang Li, Effects of viscosity of fluids on centrifugal pump performance andflow pattern in the impeller,International journal of heat and fluid flow, 2000, P:607-212.
- [18]. Wen-Guang Li, Modeling viscous oil cavitating flow in a centrifugal pump, Journal of fluids engineering. 2015, Volume 138, P:1-12.
- [19]. H. Shojaeefard, B. SalimianRizi, A. Khalkhali et al, A new method to calculate centrifugal pump performance parameters for industrial oils, Journal of applied fluid mechanics. Numéro 4, Volume 8, P :673-681.
- [20]. Kaouther Ben Azouz Ahmed,Relations entre propriétés rhéologiques et structuremicroscopique de dispersions de particules d'argile dans des solutions de polymères, Thèse de doctorat en mécanique, UNIVERSITÉ DE HAUTE ALSACE, Laboratoire de Physique et Mécanique Textile, EAC 7189 CNRS-UHA, UNIVERSITÉ DE STRASBOURG, Institut de Mécanique des Fluides et des Solides, CNRS-UDS. 2010.
- [21]. Sergey O. Ilyin et Larisa A. Strelets, Basic fundamentals of petroleum rheology and their application for the investigation of crude oils of different natures, Energy fuels. 2018, P:268-278.

- [22]. Nicolas Renard, Simulations numériques avancées et analyses physiques de couches limites turbulentes à grand nombre de Reynolds, Thèse de doctorat en mécanique, École Doctorale SMAER, ONERA - The French Aerospace Lab, Meudon. 2016.
- [23].StephaneGalera, Modélisation thermique de la turbulence de proche paroi en régime hypersonique, thèse de doctorat en mathématique appliquée,UNIVERSITÉ MONTPELLIER II- SCIENCES ET TECHNIQUES DU LANGUEDOC. 2011.
- [24]. M. YOUNSI, Aéroacoustique et aérodynamique instationnaire, numérique et expérimental des ventilateurs centrifuge à action, Thèse de Doctorat en mécanique, Ecole national supérieure d'arts et métiers, Paris, 2007.
- [25]. F. Ravelet, Turbomachines-Recueil d'exercices: corrigé, Arts et métiers, Paris, 2019



# **Annexe**





Courbe caractéristique expérimentale [25]



## Résumé

### Simulation de l'écoulement du pétrole dans une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont très importante en industrie, c'est donc très utile de connaître leurs performances et de maîtriser les écoulements des fluides les traversant. Dans ce mémoire nous aborderont cette problématique et nous nous focaliseront sur l'écoulement du le pétrole et de l'eau, afin de faire une étude comparative et de déduire les effets de la grande viscosité du pétrole sur les performances de la pompe centrifuge. Nous utiliserons la simulation et nous valideront notre démarche par les résultats d'un article scientifique, puis nous exposeront nos résultats sur des figures de courbes caractéristiques et de répartition des différentes variables de l'écoulement.

**Mots clés : simulation (1), pétrole (2), viscosité (3), eau (4), pompe centrifuge (5)**

---

## Abstract

### Simulation of the oil flow in a centrifugal pump

Centrifugal pumps are very important in industry, so it is very useful to know their performance and control the flow of fluids passing through them. In this thesis we will discuss this problem and we will focus on the flow of oil and water, in order to make a comparative study and to deduce the effects of the high viscosity of oil on the performance of the centrifugal pump. We will use simulation and validate our approach with the results of a scientific article, then we will present our results on figures of characteristic curves and distribution of the various flow variables.

**Keywords: simulation (1), oil (2), viscosity (3), water (4), centrifugal pump (5).**

---

## تلخيص

### محاكاة لتدفق البترول في مضخة طرد مركزي

تعد مضخات الطرد المركزي أداة مهمة جداً في الصناعة، لذلك من المفيد معرفة أدائها والتحكم في تدفق السوائل التي تمر عبرها. في هذه المذكرة سنتناول هذه المشكلة وسنركز على تدفق البترول والماء لمقارنة واستنتاج تأثيرات اللزوجة العالية للبترول على أداء مضخة الطرد المركزي. سنستخدم المحاكاة ونتحقق من صحة نهجنا باستعمال نتائج مقال علمي، ثم نقدم نتائجنا على شكل منحنيات مميزة ورسوم توضيحية لتوزيع الضغط والسرعة في المضخة.

الكلمات الدالة: محاكاة (1)، بترول (2)، لزوجة (3)، ماء (4)، مضخة طرد مركزي (5).





## Résumé

### Simulation de l'écoulement du pétrole dans une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont très importante en industrie, c'est donc très utile de connaître leurs performances et de maîtriser les écoulements des fluides les traversant. Dans ce mémoire nous aborderont cette problématique et nous nous focaliseront sur l'écoulement du le pétrole et de l'eau, afin de faire une étude comparative et de déduire les effets de la grande viscosité du pétrole sur les performances de la pompe centrifuge. Nous utiliserons la simulation et nous valideront notre démarche par les résultats d'un article scientifique, puis nous exposeront nos résultats sur des figures de courbes caractéristiques et de répartition des différentes variables de l'écoulement.

**Mots clés : simulation (1), pétrole (2), viscosité (3), eau (4), pompe centrifuge (5)**

---

## Abstract

### Simulation of the oil flow in a centrifugal pump

Centrifugal pumps are very important in industry, so it is very useful to know their performance and control the flow of fluids passing through them. In this thesis we will discuss this problem and we will focus on the flow of oil and water, in order to make a comparative study and to deduce the effects of the high viscosity of oil on the performance of the centrifugal pump. We will use simulation and validate our approach with the results of a scientific article, then we will present our results on figures of characteristic curves and distribution of the various flow variables.

**Keywords: simulation (1), oil (2), viscosity (3), water (4), centrifugal pump (5).**

---

## تلخيص

### محاكاة لتدفق البترول في مضخة طرد مركزي

تعد مضخات الطرد المركزي أداة مهمة جداً في الصناعة، لذلك من المفيد معرفة أدائها والتحكم في تدفق السوائل التي تمر عبرها. في هذه المذكرة سنتناول هذه المشكلة وسنركز على تدفق البترول والماء لمقارنة واستنتاج تأثيرات اللزوجة العالية للبترول على أداء مضخة الطرد المركزي. سنستخدم المحاكاة ونتحقق من صحة نهجنا باستعمال نتائج مقال علمي، ثم نقدم نتائجنا على شكل منحنيات مميزة ورسوم توضيحية لتوزيع الضغط والسرعة في المضخة.

**الكلمات الدالة: محاكاة (1)، بترول (2)، لزوجة (3)، ماء (4)، مضخة طرد مركزي**